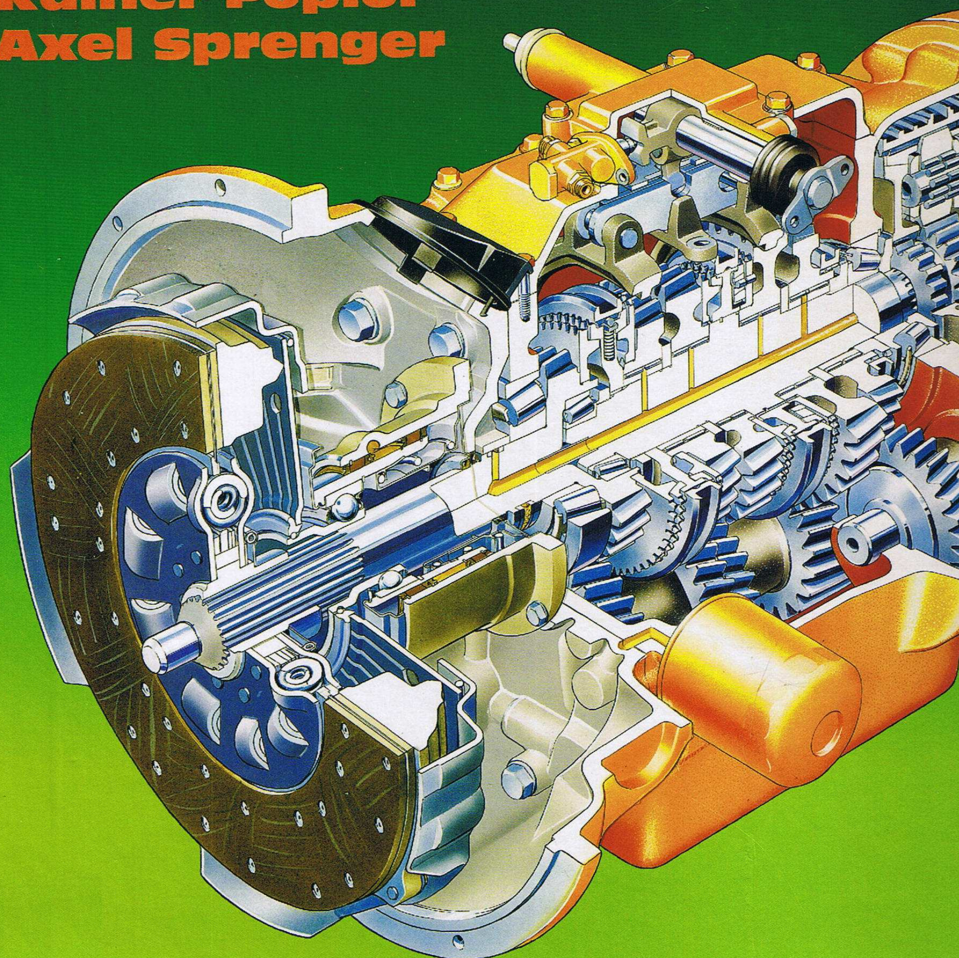
Sprzęgła skrzynki biegów wały i półosie napędowe



Werner Micknass
Rainer Popiol
Axel Sprenger



Czytelniku, jeżeli ch
oraz sposoby diagno
zespołów układu na
to sięgnij po ten bogato ilustrowany podręcznik.

Opisano w nim:

- sprzęgła,
- mechaniczne skrzynki biegów,
- zautomatyzowane skrzynki biegów,
- automatyczne skrzynki biegów,
- dwusprzęgłowe skrzynki biegów,
- skrzynki rozdzielcze samochodów użytkowych,
- przekładnie główne,
- zwalniacze,
- osie i wały napędowe,
- przeguby i osłony elastyczne.

ISBN 83-206-1575-5



Wydawnictwa Komunikacji i Łączności
www.wkl.com.pl

Werner Micknass
Rainer Popiol
Axel Sprenger

Sprzęgła skrzynki biegów wały i półosie napędowe

Z języka niemieckiego tłumaczył
mgr inż. **Andrzej Wendrychowicz**



Wydawnictwa Komunikacji i Łączności
Warszawa

Dane o oryginale:
Werner Micknass, Rainer Popiol, Axel Sprenger
Der sichere Weg zur Meisterprüfung im Kfz-Techniker-Handwerk
Kupplung, Getriebe, Antriebswellen – 1. Auflage 2004,
Vogel Buchverlag
Technische Akademie des Kfz-Gewerbes (TAK)



Projekt okładki: *Dariusz Litwiniec*
Redaktor: *mgr Barbara Gluch*
Redakcja techniczna i korekta: *Alicja Pietrzak*

629.11.02/07

Bogato ilustrowany podręcznik przedstawiający budowę, działanie i wykrywanie niesprawności sprzęgieł, skrzynek biegów oraz wałów i półosi napędowych stosowanych w pojazdach samochodowych. Uwzględniono najnowsze rozwiązania konstrukcyjne, np. dwusprzęgłowe zautomatyzowane, siedmiobiegowe automatyczne oraz automatyczne bezstopniowe skrzynki biegów.
Liczne przejrzyste ilustracje w znacznym stopniu ułatwiają zrozumienie treści.

Opublikowane pierwotnie pod tytułem „Kupplung, Getriebe, Antriebswellen" przez Vogel Industrie Medien, Würzburg (Niemcy).

ISBN 83-206-1575-5

Wydawnictwa Komunikacji i Łączności sp. z o.o.
ul. Kazimierzowska 52, 02-546 Warszawa
tel. (0-22) 849-27-51, fax (0-22) 849-23-22
Dział handlowy tel./fax (0-22) 849-23-45
tel. (0-22) 849-27-51 w. 555
Prowadzimy sprzedaż wysyłkową książek
Księgarnia firmowa w siedzibie wydawnictwa
tel. (0-22) 849-20-32, czynna pon.– pt. 10.00–18.00
e-mail: wkl@wkl.com.pl
Pełna oferta WKŁ w INTERNECIE: http://www.wkl.com.pl
Wydanie 1. Warszawa 2005.

Skład, druk i oprawa: Cieszyńska Drukarnia Wydawnicza
43-400 Cieszyn, ul. Pokoju 1

Spis treści

Słowo wstępne

Nowe rozwiązania w układzie przeniesienia napędu w samochodzie stawiają przed mechanikami i mistrzami w zawodach motoryzacyjnych ogromne wymagania w zakresie wiedzy i umiejętności w tej dziedzinie.

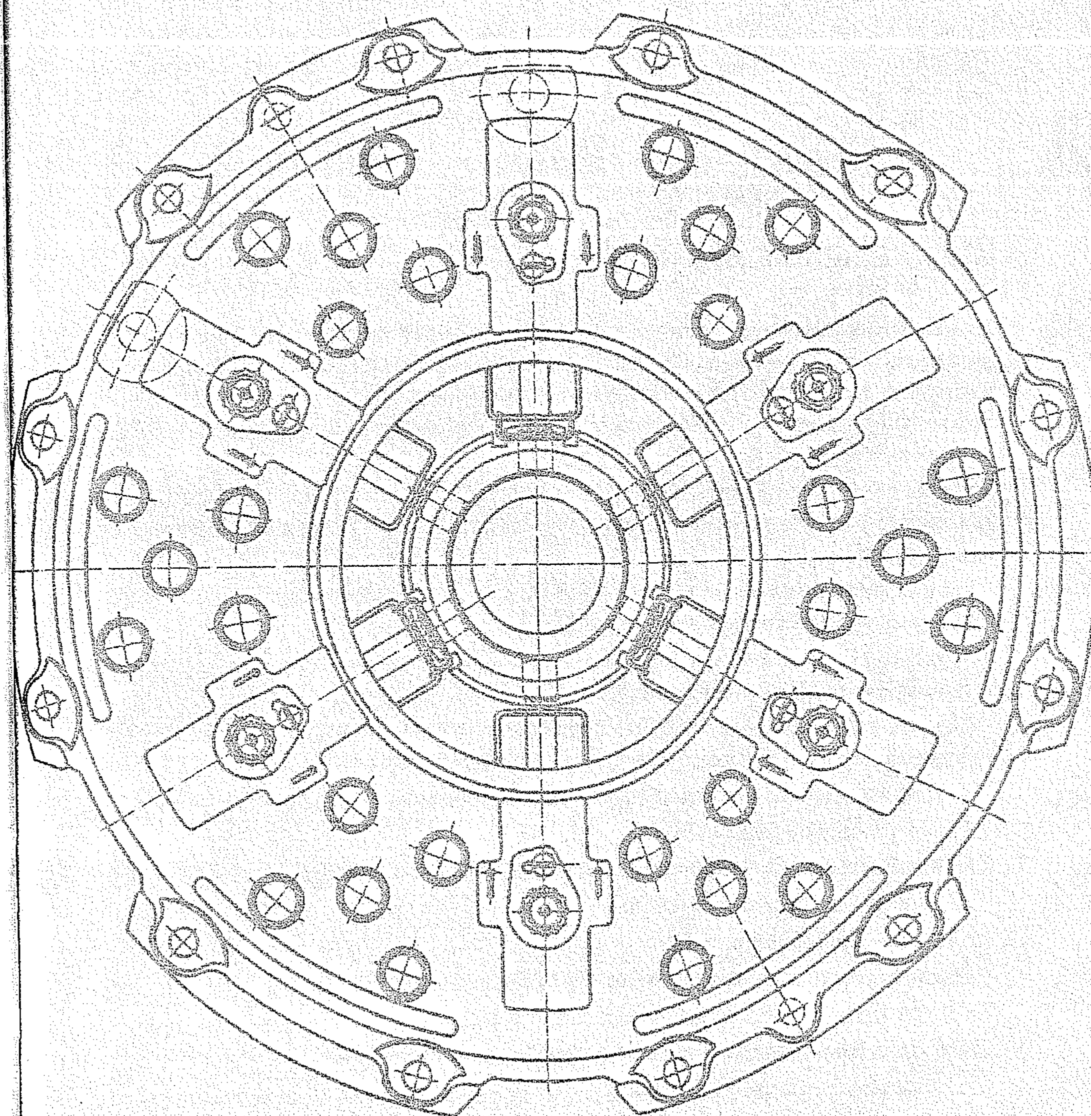
W układzie napędowym skrzynka biegów jest niejako pośrednikiem pomiędzy silnikiem i jezdnią. Często także, dopasowując się do charakterystyki momentu obrotowego, umożliwia zmniejszenie zużycia paliwa przez silniki spalinowe.

Zestawienie tematyki dotyczącej sprzęgieł, skrzynek biegów oraz wałków i półosi napędowych w jednej książce wynika z ich wzajemnego oddziaływania, szczególnie z punktu widzenia poszukiwania i diagnozowania usterek, oraz z nowych przepisów egzaminacyjnych. Znajomość i uwzględnienie współpracy zespołów układu przeniesienia napędu pozwala na pragmatyczne postępowanie w przypadku naprawy samochodu. Jest to wymóg, którym musi się kierować mistrz w zakładzie naprawczym. W podręczniku przedstawiono praktyczne sposoby diagnozowania i usuwania usterek.

Autorzy dziękują firmom, które udostępniły im dokumentację techniczną oraz pozwoliły na publikację zdjęć i rysunków, zamieszczonych w tej książce.

Werner Micknass
Rainer Popiol
Axel Sprenger

Część A
Sprzęgła



1. Tarczowe sprzęgła cierne

1.1. Zadania zespołu sprzęgła

W miarę rozwoju techniki motoryzacyjnej wymagania wobec elementów zespołu sprzęgła znacznie wzrosły. W przeciwieństwie do silników elektrycznych, silniki spalinowe generują użyteczną moc tylko w określonym przedziale prędkości obrotowej. Dla sprostania wymaganiom w zróżnicowanych warunkach jazdy, samochody wyposażono w skrzynki biegów.

W celu umożliwienia zmiany biegu jest konieczne przerwanie łańcucha przeniesienia napędu pomiędzy silnikiem a skrzynką biegów oraz przywrócenie połączenia po zmianie biegu.

Konieczność **przerywania i łączenia łańcucha przeniesienia napędu** doprowadziła do opracowania wyłączalnego sprzęgła.

Wprawienie samochodu w ruch wymaga jednak spełnienia jeszcze jednego warunku: **umożliwienia ruszenia z miejsca**.

Rozwój samochodów sprawił, że są także inne kryteria, które muszą spełnić elementy sprzęgła, zespołu mającego znaczny wpływ na komfort jazdy:

- ❑ miękkie, pozbawione szarpnięć ruszanie z miejsca,
- ❑ szybkie przełączanie biegów,
- ❑ ochrona przed przeciążeniem układu przeniesienia napędu,
- ❑ eliminowanie i tłumienie drgań,
- ❑ obniżenie poziomu hałasu.

Ponadto sprzęgło musi spełnić wiele wymagań konstrukcyjnych:

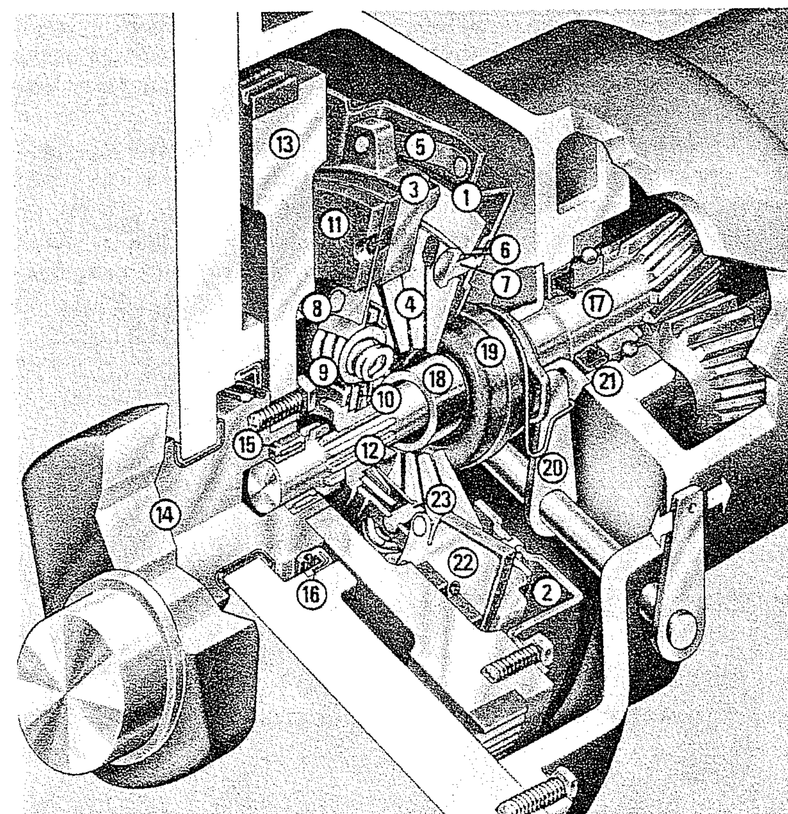
- ❑ utrzymanie określonej prędkości obrotowej,
- ❑ duże bezpieczeństwo przenoszenia momentu obrotowego,
- ❑ możliwie ograniczone wymiary,
- ❑ niewielka siła wyłączania sprzęgła,
- ❑ duża trwałość.

1.2. Budowa sprzęgła

Sprzęgło składa się z następujących podstawowych zespołów (rys.1.1):

- ❑ zespołu dociskowego (1),
- ❑ tarczy sprzęgła (8),
- ❑ koła zamachowego (13),
- ❑ mechanizmu wyciskowego.

Zespół dociskowy (1) zawiera oprawę sprzęgła (2) oraz połączoną z nią sprężynami obwodowymi (5) tarczę dociskową (3). Pomiędzy oprawą (2) i tarczą dociskową (3)



Rys. 1.1
Elementy zespołu sprzęgła (Źródło: firma LuK)
1 – zespół dociskowy sprzęgła, 2 – oprawa, 3 – tarcza dociskowa, 4 – sprężyna talerzowa, 5 – sprężyna obwodowa, 6 – pierścień oporowy, 7 – kołek dystansowy, 8 – tarcza sprzęgła, 9 – tłumik drgań skrętnych, 10 – urządzenie cierne, 11 – okładzina cierna, 12 – piasta, 13 – koło zamachowe, 14 – wał korbowy, 15 – łożysko prowadzące wałka sprzęgłowego, 16 – pierścień uszczelniający wał korbowy, 17 – wałek sprzęgłowy, 18 – tuleja prowadząca, 19 – łożysko wyciskowe, 20 – widełki wyłączające, 21 – pierścień uszczelniający wałek, 22 – segment, 23 – kołek dystansowy

znajduje się sprężyna talerzowa (4), osadzona uchylnie za pomocą dwóch pierścieni oporowych (6).

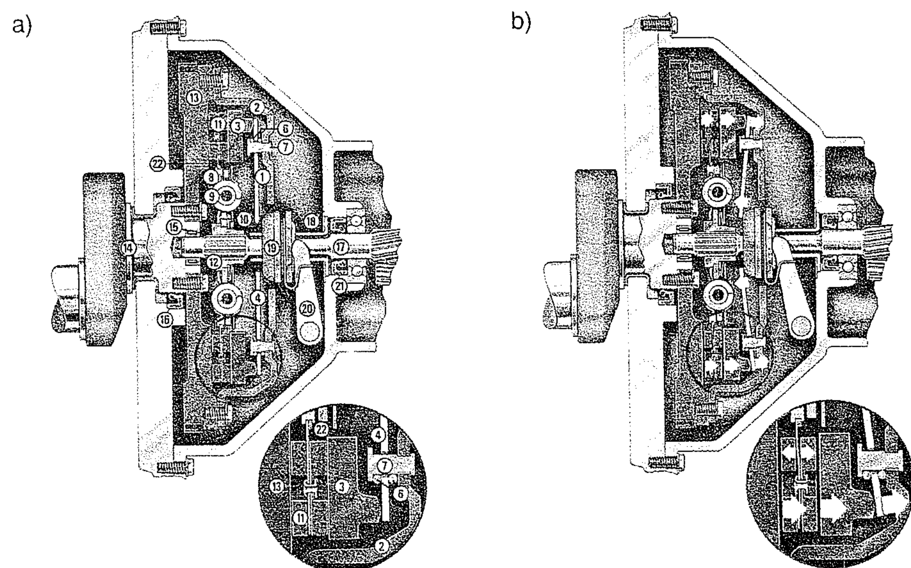
W skład **tarczy sprzęgła** (8) wchodzą dwie okładziny cierne (11) przynitowane do segmentów (22), tłumik drgań skrętnych (9) z urządzeniem ciernym (10) i kołkami dystansowymi (23) oraz piasta (12). Skręcone śrubami z wałem korbowym (14) **koło zamachowe** (13) jest osadzone na łożysku (15), prowadzącym wałek sprzęgłowy (17).

Mechanizm wyciskowy zawiera łożysko wyciskowe (19), tuleję prowadzącą (18) i widełki wyłączające (20), osadzone na wałku.

1.3. Funkcje sprzęgła

Funkcje i sposób działania jednotarczowego sprzęgła ze sprężyną talerzową objaśniono na rysunku 1.2a i b.

Moment obrotowy silnika jest przekazywany z wału korbowego (14) na koło zamachowe (13) – rys. 1.2a. Połowa momentu obrotowego jest kierowana z koła zamachowego bezpośrednio na tarczę sprzęgła (8), a druga połowa trafia na tarczę sprzęgła (8) poprzez oprawę sprzęgła (2), sprężyny obwodowe (5) i tarczę dociskową (3). W takim stanie tarcza sprzęgła (8) jest mocno dociśnięta do koła zamachowego (13) tarczą dociskową (3), na którą działa siła sprężyny talerzowej (4). Tarcza sprzęgła (8) kieruje poprzez wielowypust piasty (12) cały moment obrotowy silnika na wałek sprzęgłowy (17), będący wałkiem napędzającym skrzynki biegów.



Rys. 1.2
Główne elementy włączonego (a) i wyłączonego (b) sprzęgła (Źródło: LuK)
Oznaczenia jak na rysunku 1.1

Na rysunku 1.2b pokazano, jak połączenie to zostaje przerwane. Po wciśnięciu pedału sprzęgła cięgło, drążek albo ciśnienie cieczy roboczej działa na łożysko wyciskowe, które pokonuje siłę sprężyny talerzowej aż do wywinięcia się jej zewnętrznej krawędzi. Tarcza dociskowa (3) nie jest już wtedy poddana sile sprężyny talerzowej i zostaje odciągnięta przez sprężyny obwodowe (5). Tarcza sprzęgła (8) zostaje uwolniona od nacisku i przenoszenie momentu obrotowego silnika na skrzynkę biegów zostaje przerwane.

1.4. Pozostałe elementy sprzęgła

1.4.1. Koło zamachowe

Ponieważ proces spalania nie przebiega w sposób ciągły, występuje nierównomierność pracy silnika. Koło zamachowe ma to wyrównać, pełniąc rolę akumulatora energii. Im większy jest moment bezwładności masy koła zamachowego, tym bardziej równomiernie pracuje silnik.

Z punktu widzenia pracy sprzęgła koło zamachowe jest jedną z powierzchni ciernych dla tarczy sprzęgła, dlatego musi być tak skonstruowane, żeby mogło odbierać ciepło tarcia powstałe w chwili włączania sprzęgła, a następnie zostać skutecznie ochłodzone. Ponieważ koło zamachowe pełni istotną rolę w ruszaniu z miejsca, przeciwdziała szarpaniu silnika i musi być odporne na zużycie mechaniczne, szczególnie ważny jest dobór materiału, z jakiego jest wykonane. Najbardziej odpowiednie okazało się żeliwo GG25 jako materiał współpracujący z okładziną cierną tarczy sprzęgła, cechujący się dobrymi właściwościami odprowadzania ciepła. Tylko w silnikach wysokoobrotowych stosuje się znacznie droższe żeliwo sferoidalne GGG50 albo GGG60.

a) b)

Rys. 1.3
Odmiany wykonania kół zamachowych: garnkowe (a) i płaskie (b)

Pod względem budowy rozróżnia się koła zamachowe garnkowe (rys. 1.3a) i płaskie (rys. 1.3b).

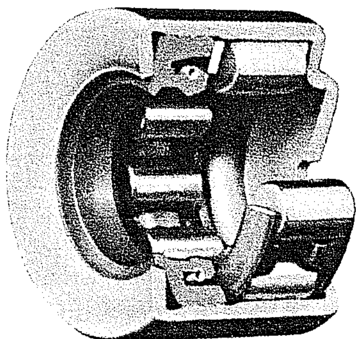
Płaskie koło zamachowe jest prostsze i tańsze w produkcji, natomiast koło garnkowe ma duży moment bezwładności przy stosunkowo niewielkiej masie i chroni oprawę sprzęgła w przypadku pęknięcia tarczy dociskowej. W celu odprowadzenia startych cząstek materiału z okładzin ciernych i lepszego chłodzenia, w kole zamachowym są nawiercone otwory.

Po wymianie sprzęgła należy sprawdzić stan powierzchni ciernych koła zamachowego. Rysy i wybrzuszenia na skutek przegrzania należy koniecznie usunąć. W wyniku obróbki nie może być przy tym przekroczona, narzucona przez produ-

centa, minimalna grubość tarczy koła zamachowego. Przy kołach garnkowych i płaskich należy przewidzieć na powierzchni tarczy dociskowej sprzęgła taki sam naddatek materiału, jaki zdjęto przy obróbce z powierzchni ciernej koła zamachowego. W przeciwnym razie punkt sprzęgnięcia przesunie się, co spowoduje poślizg sprzęgła i zmniejszy jego trwałość.

1.4.2. Łożysko prowadzące

Chociaż łożysko prowadzące (rys. 1.4) nie jest, w zasadzie, elementem sprzęgła, dla jasności wykładu należy o nim wspomnieć, gdyż ma ono istotny wpływ na poprawną pracę sprzęgła. Łożysko jest usytuowane wewnątrz koła zamachowego. Jest to przeważnie łożysko igiełkowe, w którym jest osadzony wałek sprzęgłowy.



Rys. 1.4
Łożysko prowadzące typu BK

Uszkodzone, obracające się z oporami łożysko prowadzące stwarza problemy podczas włączania i wyłączania sprzęgła. Po wciśnięciu pedału sprzęgła wałek sprzęgłowy powinien obracać się nadal z taką samą prędkością obrotową, jak silnik. Uszkodzone łożysko utrudnia przełączanie biegów: albo nie można ich wcale zmienić, albo odbywa się to ze zgrzytaniem i oporami.

Wymieniając sprzęgło należy starannie obejrzeć łożysko prowadzące. W razie potrzeby powinno się je wymienić.

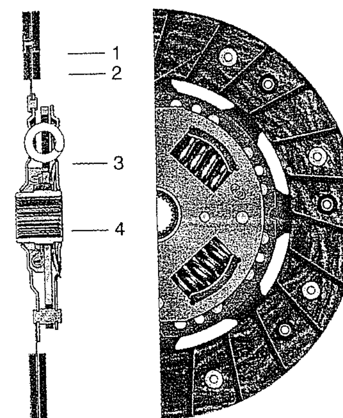
Samochody bez łożyska prowadzącego mają przeważnie większy wałek sprzęgłowy z odpowiednio wzmocnionym ułożyskowaniem.

1.4.3. Tarcza sprzęgła

Między kołem zamachowym a tarczą dociskową znajduje się tarcza sprzęgła z okładzinami ciernymi (rys.1.5). To przez tarczę sprzęgła jest przenoszony moment obrotowy silnika na wałek wejściowy skrzynki biegów (wałek sprzęgłowy). Tarcza musi ponadto ułatwić miękkie, pozbawione szarpnięć ruszanie z miejsca i szybką zmianę biegów oraz ma chronić układ napędowy przed wahaniami momentu obrotowego silnika.

Tarcza sprzęgła składa się z czterech podstawowych elementów:

- okładzin ciernych,
- sprężystych wkładek,
- tłumika drgań skrętnych oraz
- piasty.



Rys. 1.5
Standardowa tarcza sprzęgła z tłumikiem drgań skrętnych do samochodu osobowego (Źródło: firma LuK)
1 – okładziny cierne, 2 – wkładki sprężyste, 3 – tłumik drgań skrętnych, 4 – piasta

Tarcze sprzęgła mają różne średnice: od 160 mm (np. w samochodzie Fiat Panda) do 420 mm (np. w samochodzie ciężarowym Mercedes 3636).

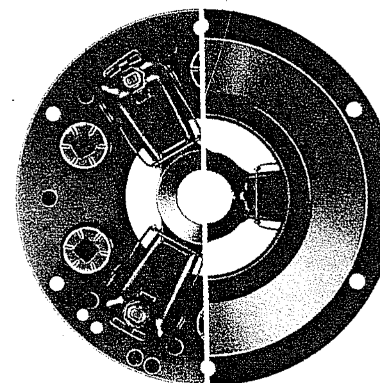
1.4.4. Zespół dociskowy

Podstawowym zadaniem zespołu dociskowego jest włączanie (poprzez dosuwanie tarczy) i wyłączanie (poprzez odsuwanie tarczy) sprzęgła.

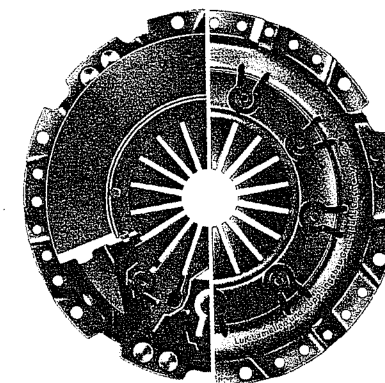
Spotyka się dwa podstawowe rozwiązania konstrukcyjne zespołów dociskowych (rys. 1.6 i 1.7). Z uwagi na mniejsze wymiary, pewniejsze przenoszenie momentu obrotowego i mniejsze siły docisku w samochodach osobowych najczęściej są używane zespoły dociskowe ze sprężyną talerzową. Konstrukcja taka jest też coraz częściej stosowana w samochodach ciężarowych.

Podstawowe elementy zespołu dociskowego:

- tarcza dociskowa,
- sprężyna talerzowa albo sprężyny śrubowe,
- dźwignia – przy sprężynach śrubowych.



Rys. 1.6
Zespół dociskowy sprzęgła ze sprężynami śrubowymi do samochodu osobowego
(Źródło: firma LuK)

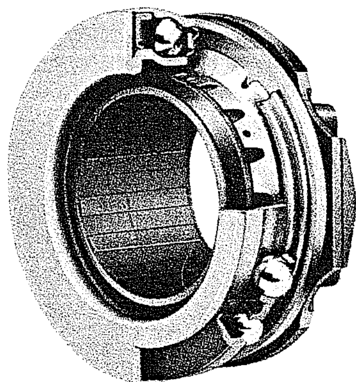


Rys. 1.7
Zespół dociskowy sprzęgła ze sprężyną talerzową do samochodu osobowego
(Źródło: firma LuK)

W zależności od rozwiązania konstrukcyjnego, sposobu zabudowy i rodzaju wyłączania, stosowane we współczesnych samochodach sprzęgła ze sprężynami talerzowymi dzielą się na pchane i ciągnione.

1.4.5. Łożysko wyciskowe

Zadaniem łożyska wyciskowego przy włączaniu albo wyłączaniu sprzęgła jest przeniesienie, poprzez mechanizm wyłączania, siły nacisku pedału sprzęgła na tarczę sprzęgła, wirującą z taką samą prędkością, jak prędkość obrotowa silnika. W celu przedłużenia trwałości łożyska wyciskowego przeważnie buduje się je w formie specjalnego skośnego łożyska kulkowego albo w wersji z wysokim kołnierzem (rys. 1.8).



Rys. 1.8
Łożysko wyciskowe z tuleją przesuwną z tworzywa sztucznego w wersji AL
(Źródło: firma INA)

We wcześniejszych wersjach stosowano **łożyska wahliwe**, obecnie stosuje się **łożyska prowadzone centralnie**.

Łożyska wahliwe zawsze muszą mieć odpowiedni luz, natomiast w przypadku łożysk prowadzonych centralnie należy stosować się do zaleceń producenta. Mogą to być łożyska z luzem albo współbieżne bez luzu, z obciążeniem wstępnym powierzchni czołowej 80 do 100 N.

Łożyska prowadzone centralnie mogą być wykonane jako samoosiujące. Wtedy pierścień czołowy łożyska może się promieniowo przemieszczać o ok. 2,5 mm i samoczynnie ustawiać na środku powierzchni przyporu.

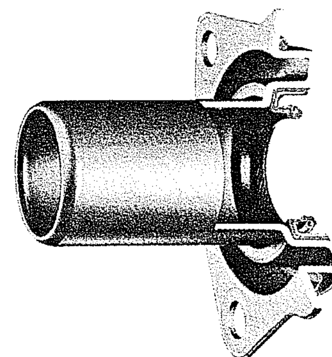
Dalszą istotną różnicą jest kształt powierzchni czołowej łożyska wyciskowego. Istnieją odmiany z powierzchnią płaską i wypukłą.

1.4.6. Tuleja prowadząca

Tuleja prowadząca (rys. 1.9) służy do prowadzenia łożyska wyciskowego i jest przeważnie osobnym elementem z kołnierzem mocowanym do skrzynki biegów. W niektórych samochodach jest ona częścią składową obudowy skrzynki.

Będące osobnymi elementami tuleje prowadzące są przeważnie wykonane w procesie obróbki plastycznej, a następnie hartowane. Dalsza obróbka powierzchni tulei prowadzącej jest z reguły niepotrzebna.

Jeżeli przesuwające się po tulei prowadzącej łożysko wyciskowe ma wkładkę z tworzywa sztucznego, nie trzeba smarować współpracujących powierzchni.



Rys. 1.9
Najnowsze rozwiązanie konstrukcyjne tulei prowadzącej w wersji FHA
(Źródło: firma INA)

Zużyta tuleja prowadząca ma negatywny wpływ na funkcje i pracę sprzęgła. Mogą wystąpić opory, szarpanie, a nawet poślizg sprzęgła. Dlatego zawsze należy sprawdzać, czy nie ma śladów zużycia tulei prowadzącej.

W samochodach, w których w celu wymiany sprzęgła nie wymaga się wymontowania skrzynki biegów (np. w Oplach o przednim napędzie) tuleja prowadząca nie jest widoczna z zewnątrz. Wówczas należy sprawdzić jej zużycie dotykając ją dłońmi.

Występowanie oporów mechanizmu wyłączania sprzęgła jest objawem niedostatecznego smarowania albo zużycia tulei prowadzącej.

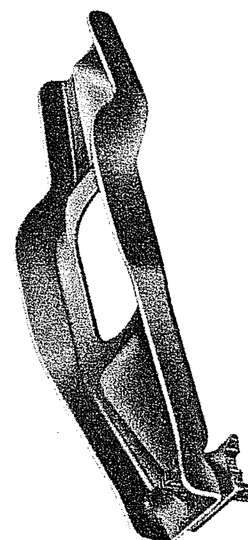
1.4.7. Widełki wyłączające

Pokazane na rysunku 1.10 widełki wyłączające są elementem pośrednim między mechanicznym albo hydraulicznym podzespołem pedału sprzęgła a łożyskiem wyciskowym.

W zależności od ilości miejsca, wymagań kinematycznych oraz konstrukcji podzespołu pedału sprzęgła stosuje się różne rozwiązania. Zasadniczo rozróżnia się dźwignie i widełki wyłączające, wykonane jako odlewy albo odkuwki.

Podczas naprawy sprzęgła należy zwrócić szczególną uwagę na ułożyskowanie widełek oraz na stan powierzchni czołowej łożyska wyciskowego.

Zużyte ułożyskowanie powoduje powstanie momentu wyginającego widełki, dodatkowe tarcie i przedwczesne zużycie.

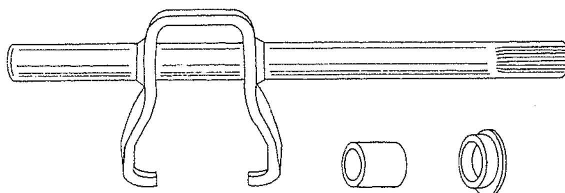


Rys. 1.10
Widełki wyłączające sprzęgła w wersji KUPH ze stabilizatorem STAB
(Źródło: firma INA)

1.4.8. Wałek wyłączania

Wałek wyłączania (rys. 1.11) przenosi siły z cięgna albo z obwodu hydraulicznego na widełki wyłączające. Prawidłowe ustawienie i dobre łożyskowanie wałka gwarantuje poprawną pracę sprzęgła podczas jego włączania i wyłączania.

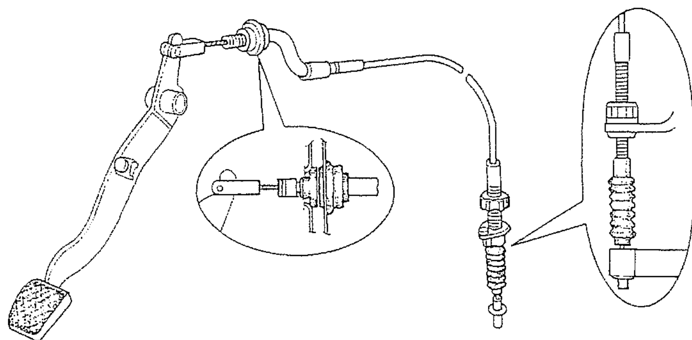
Należy zwrócić uwagę szczególnie na ułożyskowanie wałka. Zużyte tulejki ze sztucznego tworzywa należy wymienić, a tulejki metalowe przesmarować.



Rys. 1.11
Wałek wyłączania z tulejką prowadzącą i kapturem

1.4.9. Mechaniczne wyłączanie sprzęgła

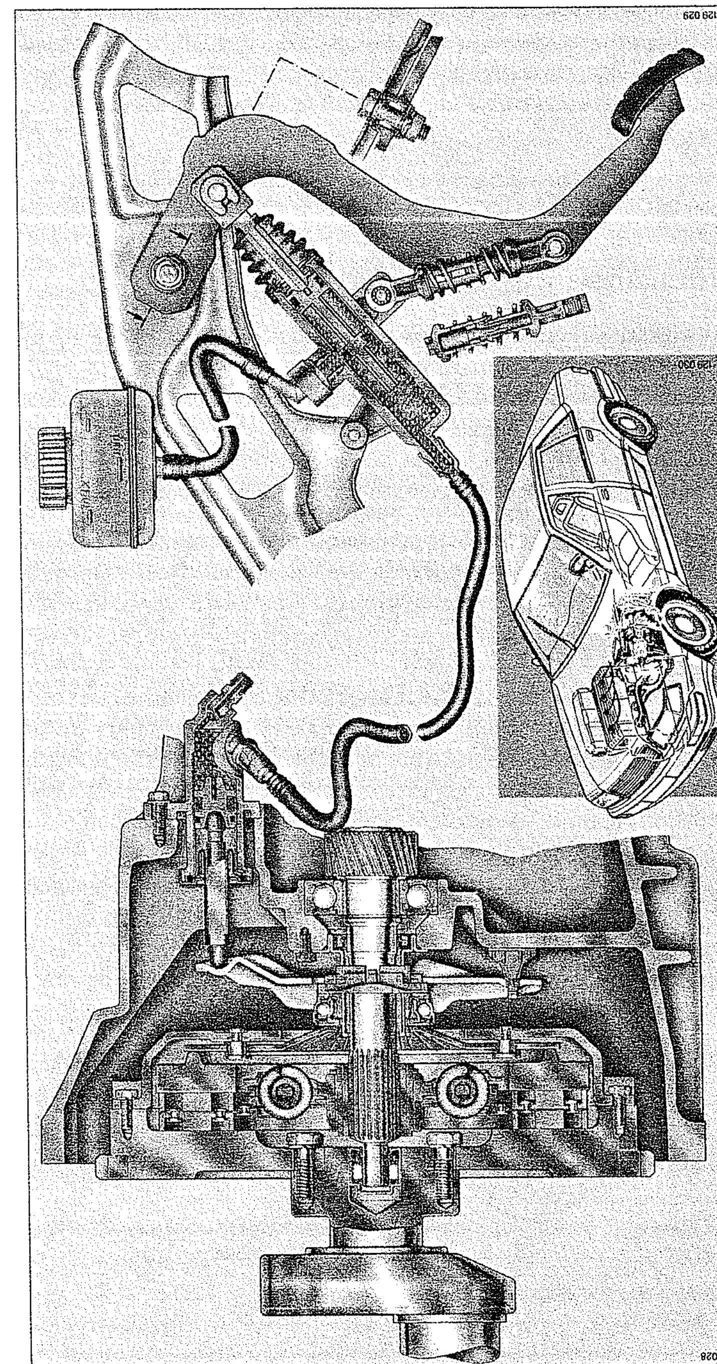
Cięgno (rys. 1.12) odgrywa istotną rolę w poprawnym działaniu całego zespołu sprzęgła. Na ogół nie poświęca się mu należytej uwagi w procesie diagnozowania usterek i naprawy sprzęgła.



Rys. 1.12
Mechaniczne wyłączanie sprzęgła za pomocą cięgna z regulacją ustawienia

Cięgno pracuje w niekorzystnych warunkach eksploatacyjnych. Dość często jest ono prowadzone w przedziale silnika po ostrych łukach, a z powodu bliskości kolektora wylotowego jest także poddane wysokim temperaturom. Każde wciśnięcie pedału sprzęgła wywołuje powstanie znacznych sił działających na cięgno, o wartości do 2000 N.

Rozróżnia się tradycyjne cięgna, z powleczoną teflonem linką, osłoną i zaczepami, oraz cięgna z samoregulacją. Zastosowanie cięgna tradycyjnego wiąże się z koniecznością okresowej regulacji zalecanego przez producenta luzu sprzęgła. Cięgna z samoregulacją nie wymagają okresowej regulacji.



Rys. 1.13
Hydrauliczne wyłączanie sprzęgła z pompą i wysprzęgnikiem

Sprawdzenie wymontowanego z samochodu cięgna w warunkach eksploatacji jest możliwe tylko na specjalnym stanowisku diagnostycznym. Co prawda można sprawdzić, czy linka przesuwa się bez oporów w osłonie, pociągając nią w obydwie strony, ale nie daje to gwarancji, że cięgno pracuje poprawnie także pod obciążeniem.

Cięgno sprzęgła jest elementem zużywającym się i należy je wymieniać po każdej naprawie sprzęgła.

1.4.10. Hydrauliczne wyłączanie sprzęgła

W dążeniu do zwiększenia komfortu jazdy w samochodach osobowych coraz powszechniej stosuje się hydrauliczne wyłączanie sprzęgła (rys. 1.13 na s. 23).

W przeciwieństwie do wyłączania mechanicznego za pomocą cięgna, hydrauliczne wyłączanie sprzęgła umożliwia bardziej komfortowe uzyskanie niezbędnej siły wyłączania. W skład podzespołu wchodzą pompa, przewód hydrauliczny i wyprzęgnik. Także hydrauliczne włączanie sprzęgła ma przewagę nad włączaniem mechanicznym.

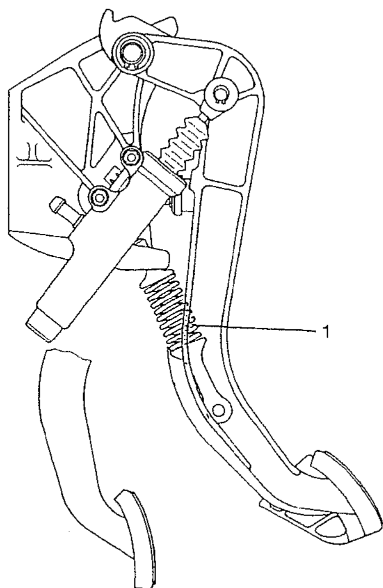
Elementy mechanizmu hydraulicznego wyłączania sprzęgła również podlegają zużyciu. Po wymianie sprzęgła należy sprawdzić i ewentualnie wymienić zwłaszcza przewód hydrauliczny i wyprzęgnik.

1.4.11. Pedał sprzęgła

Konstrukcja i działanie pedału mają duży wpływ na proces włączania i wyłączania sprzęgła, a także na wartość niezbędnej siły nacisku stopy kierowcy na pedał. Zwykle siła ta wynosi 80 do 100 N.

Często pedał sprzęgła jest wyposażony w sprężynę przezwyciężającą martwy punkt, która pomaga także w zmniejszeniu koniecznej siły nacisku na pedał (rys. 1.14).

Położenie pedału ustawia się przeważnie za pomocą wkręta regulacyjnego z nakrętką zabezpieczającą. Podczas regulacji ustawienia pedału należy przestrzegać zaleceń producenta samochodu.



Rys. 1.14
Pedał sprzęgła ze sprężyną przezwyciężającą martwy punkt
1 – sprężyna martwego punktu

2. Teoria sprzęgieł

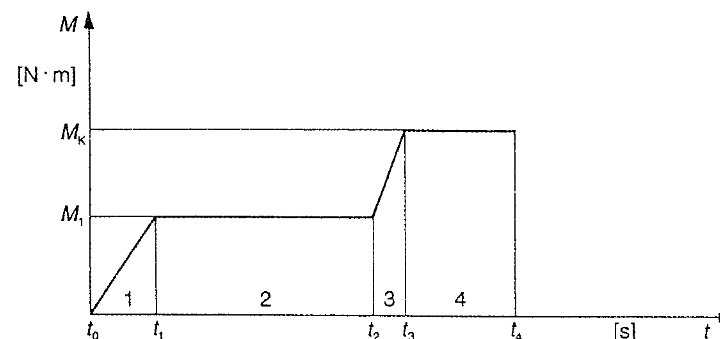
2.1. Moment obrotowy przenoszony przez sprzęgło

Stosunek momentów obrotowych w sprzęgle jest zawsze zrównoważony. Zarówno w fazach poślizgu przy włączaniu i wyłączaniu, jak też przy włączonym sprzęgle panuje równowaga momentów obrotowych na wejściu i wyjściu.

Przy ślizgającym się sprzęgle, w przeciwieństwie do sprzęgła włączonego, istnieje jednak różnica prędkości obrotowych. Dopiero po wyrównaniu prędkości obrotowych sprzęgło przenosi moc bez strat.

2.2. Ruszanie z miejsca

W chwili ruszania z miejsca istnieje różnica prędkości obrotowych na wejściu i wyjściu sprzęgła (wał korbowy się obraca, wałek sprzęgłowy jest nieruchomy). Ślizgające się sprzęgło przekazuje moment tarcia na przyspieszającą masę i wprawia ją w ruch obrotowy. Wraz ze zmniejszaniem się różnicy prędkości obrotowych elementów sprzęgła, prędkość obrotowa przyspieszanej masy zbliża się do prędkości obrotowej na wejściu sprzęgła. Dzieje się tak dopóty, dopóki różnica prędkości (czyli poślizg) nie za-



Rys. 2.1
Zmiana wartości momentu obrotowego podczas włączania sprzęgła przy ruszaniu z miejsca

niknie całkowicie. Teraz sprzęgło jest całkowicie włączone i przenosi cały moment obrotowy silnika na skrzynkę biegów.

Na wykresie ruszania z miejsca (rys. 2.1) jest widoczny przyrost wartości momentu obrotowego od chwili rozpoczęcia procesu włączania sprzęgła (1), do wprawienia samochodu w ruch (2). Zakres (3) obrazuje zwiększenie momentu aż do osiągnięcia wartości momentu znamionowego sprzęgła. W chwili t_4 proces włączania sprzęgła zostaje zakończony.

2.3. Czas włączania

Czas włączania sprzęgła obejmuje przedział od chwili powstania sygnału włączenia do chwili pełnego przeniesienia momentu obrotowego na okładziny cierne. Czas ten zależy głównie od czterech czynników:

- zachowania się sprzęgła podczas włączania,
- momentu bezwładności,
- oddziałującego momentu obrotowego,
- różnicy prędkości obrotowych, która ma być wyrównana.

2.4. Nacisk jednostkowy

Wartość nacisku jednostkowego, zmierzona podczas jednego ruszania z miejsca, jest podstawą oceny pracy sprzęgła, wyrażonej w postaci wytworzonego ciepła. Pozostaje ona w określonym stosunku do wielości powierzchni trących sprzęgła. Chociaż wartość ta nie pozwala na wyciąganie absolutnie wiążących wniosków, dopuszczalny nacisk jednostkowy jest punktem odniesienia do oceny rzeczywistego obciążenia sprzęgła i może być używany do celów porównawczych.

2.5. Trwałość

Trwałość sprzęgła zależy od wielu czynników. Zakładając, że sprzęgło zostało właściwie dobrane do danego pojazdu, dwa spośród nich należy szczególnie podkreślić: zadanie sprzęgła (ruszanie z miejsca albo zmiana biegu) i preferowany przez kierowcę styl jazdy.

Największemu zużyciu podlegają okładziny cierne. Trwałość okładzin najbardziej zależy od częstotliwości ruszania z miejsca i zmiany biegów. Badania wykazały, że sprzęgło jest używane od 2 do 60 razy na każdy przejechany kilometr. Na przykład kierowca samochodu ciężarowego w ruchu dalekobieżnym znacznie rzadziej używa sprzęgła niż kierowca taksówki w ruchu miejskim.

Warto przy tym podkreślić, że zużycie okładzin ciernych jest znacznie większe podczas ruszania z miejsca, aniżeli podczas zmiany biegów. Także w pojeździe całkowicie obciążonym zużycie sprzęgła będzie znacznie większe (np. w samochodzie osobowym ciągnącym przyczepę kempingową), jednak największy wpływ na zużycie, a tym samym trwałość sprzęgła, ma kierowca samochodu. Dopuszczanie do długotrwałego poślizgu sprzęgła powoduje, z uwagi na przegrzanie, wyjątkowo szybkie zużycie okładzin ciernych. Należy także wspomnieć o bardzo złym nawyku używania pedału sprzęgła jako oparcia dla lewej stopy. Skutkiem tego jest niewielki co prawda, ale nieustanny poślizg sprzęgła i przyspieszone zużycie okładzin.

Jednoznaczne oceny trwałości sprzęgła, uwzględniając powyższe uwagi, są czysto teoretyczne i nie mają żadnego praktycznego zastosowania. Badania przyczyn wymiany sprzęgieł wykazały, że w ponad połowie przypadków nie zbliżono się nawet do granicy ich naturalnego zużycia. Przyczynami wymiany było przeciążenie, niewłaściwy styl jazdy albo wycieki oleju z silnika.

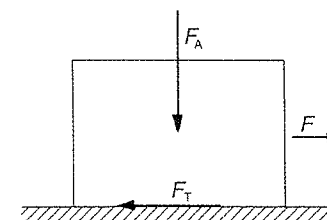
2.6. Obliczanie sprzęgieł

Tarcie

Siła tarcia F_T zależy od siły docisku F_A oraz od współczynnika tarcia μ (rys. 2.2). W odniesieniu do sprzęgła oznacza to, że siła tarcia F_T rozwijana na okładzinie ciernej zależy od wartości siły docisku F_A oraz współczynnika tarcia μ pary ciernej (okładzina cierna / partner tarcia).

$$F_T = F_A \mu,$$

gdzie:
F_T – siła tarcia jednej strony okładziny ciernej, N,
F_A – siła docisku, N,
μ – współczynnik tarcia (okładziny organiczne – ok. 0,28, nieorganiczne – ok. 0,38).



Rys. 2.2
Obliczanie współczynnika tarcia

Siła docisku

Siła docisku wytworzona przez kilka sprężyn śrubowych albo przez jedną sprężynę talerzową nie może być większa od siły wynikającej z dopuszczalnego nacisku jednostkowego na okładziny cierne sprzęgła, wynoszącego na ogół 25 N/cm².

Obliczanie pola powierzchni okładziny ciernej:

$$A = {}^{\pi}/_{4}\,(D^2 - d^2)$$

Z iloczynu $F_A = A\,p$ wynika siła docisku:

$$F_A = {}^{\pi}/_{4}\,(D^2 - d^2)\,p$$

gdzie:
F_A – siła docisku,
A – pole powierzchni okładziny ciernej,

D – średnica zewnętrzna okładziny,
d – średnica wewnętrzna okładziny,
p – nacisk jednostkowy, N/cm^2.

Przenoszony moment obrotowy

Najbardziej interesujące i najważniejsze w odniesieniu do sprzęgła jest obliczenie przenoszonego momentu obrotowego.

Siła tarcia jest przyłożona na średnim promieniu tarcia r_m pierścienia okładziny ciernej tarczy sprzęgła

$$r_m = \frac{D+d}{4} \text{ [m]}$$

Przenoszony przez sprzęgło moment obrotowy

$$M_K = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)\, p\, \mu \frac{D+d}{4} z \text{ [N·m]}$$

Albo w uproszczeniu:

$$M_K = F_A\, \mu\, r_m\, z \text{ [N·m]}$$

gdzie:
r_m – średni promień tarcia, m,
z – liczba par powierzchni ciernych.

Bezpieczeństwo przenoszenia momentu

Przenoszony moment obrotowy M_K sprzęgła musi być większy od momentu obrotowego silnika M_{max}. Współczynnik bezpieczeństwa S wynosi dla samochodów osobowych od 1,3 do 1,8.

$$M_K = S\, M_{max}$$

Dobór okładzin ciernych wg normy DIN 73 451

Norma DIN 73 451 zawiera wymiary okładzin ciernych. Należy wyznaczyć całkowite pole powierzchni okładziny (A) i średni promień tarcia pierścienia okładziny.

Z wzoru

$$M_K = F_A\, \mu\, r_m\, z$$

pamiętając, że $F_A = Ap$
wynika, że

$$A\, r_m\, z = \frac{M_K}{p\mu}$$

gdzie:
A – całkowite pole powierzchni okładziny, cm^2,
p – nacisk jednostkowy, N/cm.

Mechaniczne sterowanie sprzęgłem

Siła, którą musi przyłożyć kierowca wyłączając sprzęgło w chwili ruszania i zmieniając bieg, wynika z siły docisku tarczy sprzęgła, siły wyłączania oraz przełożenia dźwigni widełek wyłączających. Opory mechanizmu wyłączania sprzęgła wynikają z długości drogi przesuwu drążków i z wymiarów dźwigni. W mechanicznie sterowanych sprzęgłach występuje z reguły jedno zewnętrzne i jedno wewnętrzne przełożenie (rys. 2.3).

Pierwsze przełożenie zewnętrzne (pedał sprzęgła) $i_{a1} : F_p\, L_1 = F_z\, L_2$

$$i_{a1} = \frac{L_2}{L_1}$$

gdzie:
F_p – siła nacisku na pedał, N,
L – długość dźwigni.

Drugie przełożenie zewnętrzne (widełki wyłączające) $i_{a2} : F_Z\, L_3 = F_{AR} L_4$

$$i_{a2} = \frac{L_4}{L_3}$$

gdzie F_Z – siła na cięgnie, N.

Przełożenie wewnętrzne (sprężyna talerzowa) $i_i : F_{AR}\, L_5 = F_A\, L_6$

$$i_{ai} = \frac{L_6}{L_5}$$

gdzie:
F_{AR} – siła wyłączania, N,
F_A – siła docisku, N.

Przełożenie całkowite

$$i = i_a\, i_i = i_{a1}\, i_{a2}\, i_i = \frac{L_2 L_4 L_6}{L_1 L_3 L_5} = \frac{F_p}{F_A}$$

Siła wyłączania F_{AR} [N]

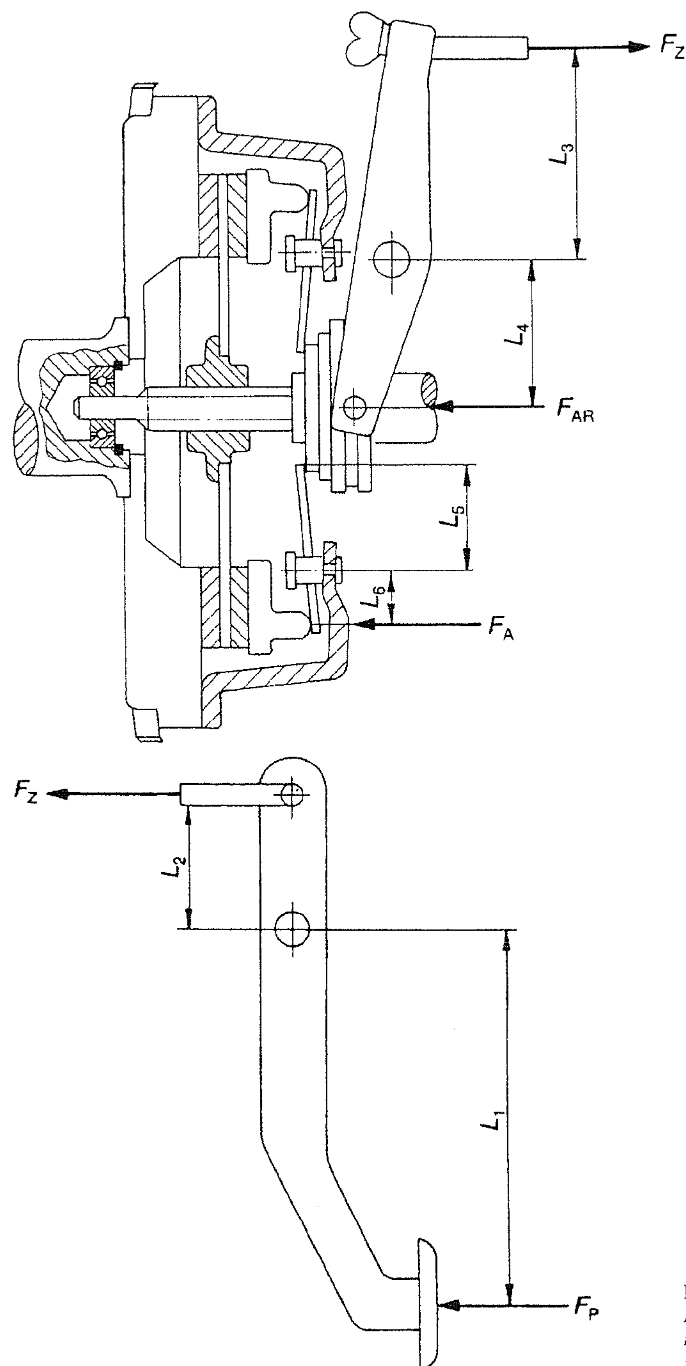
Siłę wyłączania można obliczyć ze stosunku siły nacisku na pedał i przełożenia zewnętrznego albo ze stosunku siły docisku i przełożenia wewnętrznego:

$$F_A = \frac{F_p}{i} = \frac{F_{AR}}{i_i}$$

Siła nacisku na pedał F_p [N]

Wielkościami wyjściowymi do obliczenia siły nacisku na pedał mogą być: siła docisku tarczy sprzęgła, siła wyłączania łożyska wyciskowego oraz przełożenie całkowite i zewnętrzne:

$$F_p = F_A\, i = F_{AR}\, i_a$$



Rys. 2.3
Przełożenia w zespole mechanicznego wyłączania sprzęgła

Siła docisku F_A [N]

Siła docisku wynika z ilorazu siły nacisku na pedał sprzęgła i przełożenia całkowitego albo z iloczynu siły wyłączania i przełożenia wewnętrznego:

$$F_{AR} = \frac{F_p}{i_a} = F_A\, i_i$$

Hydrauliczne sterowanie sprzęgła

Stosunkowo duże siły wyłączania oraz oczekiwanie zwiększonego komfortu posługiwania się sprzęgłem doprowadziły do opracowania mechanizmu hydraulicznego sterowania sprzęgła. W takim rozwiązaniu występują cztery przełożenia (rys. 2.4).

Pierwsze przełożenie zewnętrzne (pedał sprzęgła)

$$i_{a1} = \frac{L_2}{L_1} = \frac{F_p}{F_{GZ}}$$

gdzie F_{GZ}, F_{NZ} – siły na pompie i wyprzęgniku, N.

Przełożenie hydrauliczne (pompa sprzęgła i wyprzęgnik sprzęgła)

$$i_{hyd} = \frac{F_{NZ}}{F_{GZ}} = \frac{A_{NZ}}{A_{GZ}}$$

gdzie A_{NZ}, A_{GZ} – powierzchnie tłoczków wyprzęgnika i pompy sprzęgła, cm^2.

Drugie przełożenie zewnętrzne (widełki wyłączające)

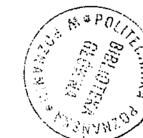
$$i_{a2} = \frac{L_4}{L_3} = \frac{F_{NZ}}{F_{AR}}$$

Przełożenie wewnętrzne (sprężyna talerzowa)

$$i_i = \frac{L_6}{L_5} = \frac{F_{AR}}{F_A}$$

Przełożenie całkowite

$$i = i_{a1}\, i_{a2}\, i_{hyd}\, i_i$$



Rys. 2.4
Przełożenia w zespole hydraulicznego wyłączania sprzęgła

3. Zespół dociskowy sprzęgła

3.1. Elementy składowe

Zespół dociskowy sprzęgła ze sprężyną talerzową (nazywaną także automatyczną) składa się z następujących elementów: tarczy dociskowej, sprężyn płytkowych, sprężyny talerzowej, pierścieni oporowych, oprawy i sześciu nitów bądź kołków nitowych. Elementy te zostaną szczegółowo omówione.

3.1.1. Tarcza dociskowa

Tarcza dociskowa, będąca partnerem ciernym dla tarczy sprzęgła, jest poddawana znacznym obciążeniom termicznym. W zależności od zastosowania i stopnia obciążenia, temperatury, w jakich pracuje tarcza dociskowa, wynoszą od 120 do 400°C.

Rys. 3.1
Różne wykonania tarczy dociskowej (Źródło: firma LuK)

W stosunku do koła zamachowego tarcza dociskowa ma znacznie mniejszą masę, a oprawa sprzęgła dodatkowo utrudnia odprowadzanie ciepła tarcia. Z tego powodu kształt, średnica i materiał, z jakiego jest wykonana tarcza dociskowa, mają istotny wpływ na trwałość okładzin ciernych, których ścieranie najbardziej zależy od temperatury.

Z punktu widzenia odprowadzania ciepła tarcza powinna mieć możliwie dużą masę, jednak powodowałoby to zwiększone obciążenie sprężyn płytkowych.

Za wykonaniem tarczy dociskowej z metali lekkich przemawiałoby czterokrotnie lepsze przewodzenie ciepła, niż w żeliwie szarym, przeciwko zaś – mniejsza zdolność kumulacji ciepła, większe koszty produkcji i gorsze właściwości eksploatacyjne.

Stosowane obecnie tarcze dociskowe (rys. 3.1) to przemyślany dobór odpowiedniego materiału (żeliwo szare, żeliwo sferoidalne), kształtu (np. zwiększenie ogólnej powierzchni dzięki rowkom chłodzącym) i wymiarów (największa możliwa średnica w stosunku do przekroju poprzecznego tarczy).

Z powyższych rozważań wynika jasno, że okładzina cierna tarczy sprzęgła od strony tarczy dociskowej jest narażona na większe zużycie, niż okładzina od strony koła zamachowego.

3.1.2. Sprężyny płytkowe

Tarczę dociskową łączą z oprawą trzy przynitowane sprężyny płytkowe ze stali szlachetnej. Pierwszym zadaniem sprężyn jest **środkowanie tarczy dociskowej w obudowie sprzęgła**.

Skoro przenoszenie momentu obrotowego na tarczę sprzęgła następuje zarówno od strony koła zamachowego, jak i tarczy dociskowej, sprężyny płytkowe muszą przenieść **ok. 50% momentu obrotowego**, i to jest ich drugie zadanie.

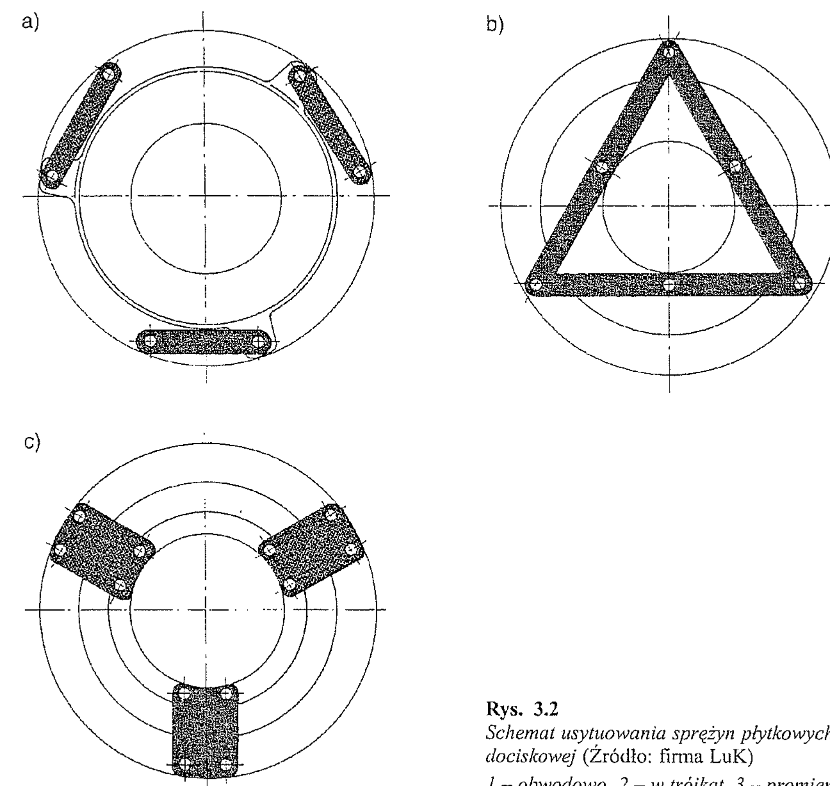
Trzecim zadaniem sprężyn płytkowych jest **odsuwanie tarczy dociskowej**.

Sprężyny płytkowe zawsze przeciwdziałają sile sprężyny talerzowej. W zależności od ich usytuowania na tarczy dociskowej, można rozróżnić trzy podstawowe konstrukcje (rys. 3.2).

Sprężyny obwodowe są rozmieszczone na tarczy dociskowej symetrycznie. Jest to najbardziej rozpowszechniona konstrukcja, stosowana przy stosunkowo lekkich tarczach. Jeżeli sprężyna płytkowa składa się z dwóch albo trzech nałożonych na siebie stalowych piór sprężystych, to może być obciążana wyłącznie w kierunku rozciągania. Dobierając sprzęgło należy pamiętać, żeby sprężyny pracowały zgodnie z kierunkiem obrotów wału korbowego silnika (dotyczy to np. samochodów Renault R4).

Obciążenia uderzeniowe, które mogą wystąpić w wyniku napędu odwrotnego, spowodowanego np. złym ustawieniem zapłonu (szarpnięcia silnika po wyłączeniu zapłonu), zużyciem przegubów wału, uszkodzeniem tarczy Hardy'ego (np. w samochodach BMW), prowadzą do zgięcia lub wręcz pęknięcia sprężyn płytkowych. Skutkiem jest niedostateczne odsuwanie tarczy dociskowej, szarpanie albo kłopoty z wyłączaniem sprzęgła.

Połączenie sprężyn płytkowych w trójkąt nie powoduje wymienionych wyżej problemów, gdyż kierunek obrotów tarczy nie ma w tym przypadku znaczenia. Sprężyny



Rys. 3.2
Schemat usytuowania sprężyn płytkowych na tarczy dociskowej (Źródło: firma LuK)
1 – obwodowo, 2 – w trójkąt, 3 – promieniowo

pracują zarówno na rozciąganie, jak i ściskanie (przy napędzie odwrotnym). Takie usytuowanie sprężyn możliwe jest jednak tylko wówczas, gdy zastosuje się masywniejsze tarcze dociskowe i (przeważnie) garnkowe koło zamachowe. Nie ma potrzeby stosowania odrębnych sprężyn dla napędu odwrotnego.

W odniesieniu do **promieniowego usytuowania sprężyn** płytkowych mają zastosowanie te same uwagi, co w stosunku do sprężyn ułożonych w trójkąt.

Upuszczone na podłogę tarcze dociskowe, w zasadzie nie powinny być ponownie montowane. Upadek nawet ze stosunkowo niewielkiej wysokości może spowodować wygięcie sprężyn płytkowych. Ryzyko pojawienia się problemów z wyłączaniem sprzęgła jest wtedy zbyt duże. Sprawdzenie, czy nie doszło do uszkodzenia sprężyn, jest możliwe tylko na specjalnym stanowisku pomiarowym.

3.1.3. Sprężyna talerzowa

Sprężyna jest niewątpliwie „sercem" sprzęgła, a tym samym jego najważniejszym, ale też najtrudniejszym technologicznie elementem.

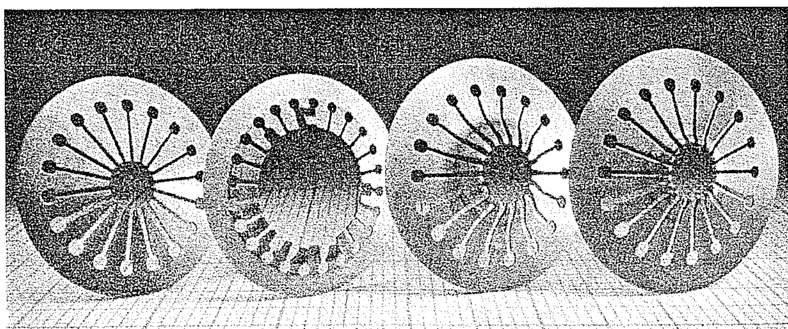
Sprężyny talerzowe przeważnie są wykonane ze stopowej stali chromowej wysokiej jakości. W trakcie procesu produkcyjnego są poddawane specjalnej obróbce cieplnej i powierzchniowej (śrutowanie, hartowanie, odpuszczanie). W celu zminimalizowania zużycia końcówek listków sprężyny często dodatkowo hartuje się je indukcyjnie.

Teoretycznie trwałość sprężyny talerzowej jest niemal nieograniczona. Praktycznie dochodzi jednak do zużycia w miejscach mocowania sprężyny do oprawy oraz do wycierania listków sprężyny przez łożysko wyciskowe.

Sprężyna talerzowa sprzęgła samochodu o przebiegu znacznie ponad 100 000 km może być bez zastrzeżeń ponownie użyta po naprawie sprzęgła i będzie się zachowywać tak samo, jak sprężyna nowa.

Sprężyny talerzowe spełniają dwa zadania: służą do wytworzenia nacisku oraz są elementem wyłączającym.

Siła nacisku powstaje w wyniku przegięcia krawędzi sprężyny podczas włączania sprzęgła. Ponieważ jest ona przyłożona na zewnętrznej krawędzi sprężyny, krawędź ta jest poddana największym obciążeniom. Siła nacisku zależy od doboru materiału sprężyny, jego utwardzenia, grubości talerza sprężyny oraz kąta ugięcia (rys. 3.3).



Rys. 3.3
Rodzaje sprężyn talerzowych, od lewej do prawej: listki sprężyny z prostokątnymi końcówkami, specjalne wykonanie sprzęgła ciągniętego (VW Golf), dwa rodzaje listków z zaokrąglonymi końcówkami (Źródło: firma LuK)

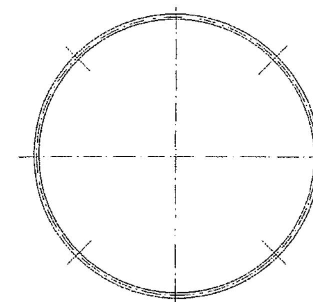
Listki sprężyny talerzowej nie mają wpływu na wartość siły docisku. Umożliwiają one przeginanie sprężyny, a tym samym włączanie i wyłączanie sprzęgła. Zastępują przy tym dźwignie wyłączające w sprzęgłach ze sprężynami śrubowymi. Stosunek przełożeń listek sprężyny : sprężyna talerzowa = siła wyłączania : siła docisku i wynosi od 1:3,5 do 1:4.

Końcówki listków mogą być zakończone pod kątem prostym albo zaokrąglone. Przy doborze łożyska wyciskowego należy uwzględnić kształt listków. Listki niezaokrąglone mogą współpracować tylko z kulistą powierzchnią oporową łożyska wyciskowego, a listki zaokrąglone – z powierzchnią płaską!

Wysokość listków sprężyny talerzowej może być sprawdzana tylko przy zmontowanym sprzęgle; tarcza dociskowa nie może być naprężona. Dopuszczalne odchylenie wynosi ok. 0,7 do 1,0 mm. W stanie niezabudowanym są możliwe większe wartości.

3.1.4. Pierścienie oporowe

Pierścienie oporowe (nazywane też przeginającymi – rys. 3.4) są wykonane z utwardzonego dyfuzyjnie, zgrzewanego drutu sprężynowego o średnicy około 4 mm. Z reguły stosuje się dwa pierścienie. Mają one ułatwić przeginanie sprężyny talerzowej. Zastosowanie jednego pierścienia oporowego wymaga dodatkowych zabiegów konstrukcyjnych; niekiedy jest to, zastępujący drugi pierścień, karb na oprawie tarczy, umożliwiający przegięcie sprężyny talerzowej.

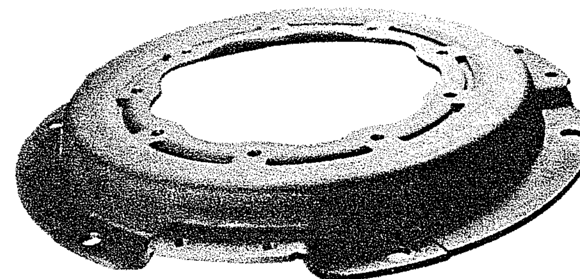


Rys. 3.4
Pierścień oporowy w standardowym wykonaniu
(Źródło: firma LuK)

Falisty kształt pierścienia oporowego ułatwia jego montaż i odpowiednie ułożenie. Usytuowanie pierścienia na zewnętrznym obwodzie sprężyny talerzowej jest niekiedy mylnie interpretowane – uważa się, że pełni on jedynie rolę tymczasowego zabezpieczenia przed zamontowaniem sprężyny. Tymczasem usunięcie pierścienia musi spowodować trudności w przegięciu sprężyny, a tym samym w pracy sprzęgła.

3.1.5. Oprawa tarczy dociskowej

Zwykle oprawa tarczy dociskowej jest przymocowana śrubami do koła zamachowego (rys. 3.5 – rozwiązania specjalne zostaną omówione osobno). Przenosi ona około połowy wartości momentu obrotowego silnika z koła zamachowego na sprężyny płytkowe. Za pomocą kołków środkujących oprawa jest precyzyjnie montowana na kole zamachowym. Jest także oparciem dla sprężyny talerzowej i przenosi wytworzoną przez sprężynę siłę docisku.



Rys. 3.5
Oprawa tarczy dociskowej jako jeden tłoczony i wykrawany element
(Źródło: Fichtel & Sachs AG)

Otwory w oprawie służą cyrkulacji powietrza i chłodzeniu tarczy dociskowej. Dobór materiału i odpowiednia konstrukcja oprawy (wytłoczka z blachy grubości 3–4 mm) zapewniają jej niezbędną sztywność.

Nieodpowiedni montaż oprawy może zakłócić pracę sprzęgła, dlatego śruby mocujące trzeba dociągać stopniowo i na krzyż. Należy przy tym zwrócić uwagę na wypośrodkowanie oprawy. Rozmieszczenie kołków środkujących nie zawsze jest symetryczne.

3.2. Rodzaje i budowa zespołów dociskowych

Poniżej omówiono najczęściej stosowane w samochodach zespoły dociskowe sprzęgła. Konstrukcje specjalne i ich kombinacje omówiono w rozdziale 8.

3.2.1. Sprzęgło jednotarczowe ze śrubowymi sprężynami dociskowymi

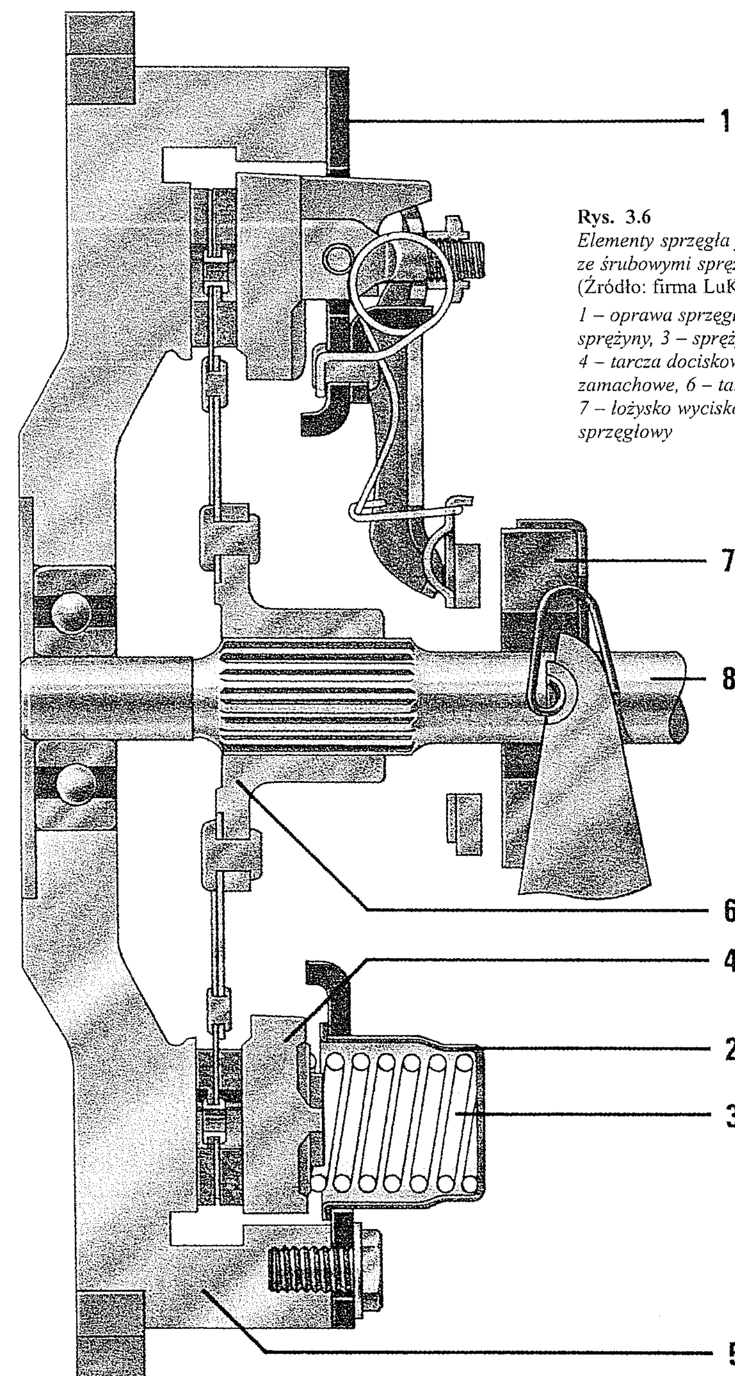
Na rysunku 3.6 przedstawiono schemat stosowanego już coraz rzadziej jednotarczowego sprzęgła ze śrubowymi sprężynami dociskowymi.

Sprężyny (3) są umieszczone w blaszanych gniazdach (2) w oprawie sprzęgła (1). Dociskają one tarczę dociskową (4) do tarczy sprzęgła (6), umieszczonej pośrodku między kołem zamachowym (5) a tarczą dociskową (4). Tarcza sprzęgła przenosi moment obrotowy silnika na skrzynkę biegów. W przeciwieństwie do wersji ze sprężyną talerzową, w celu wyłączenia sprzęgła są tutaj dodatkowo potrzebne widełki wyłączające.

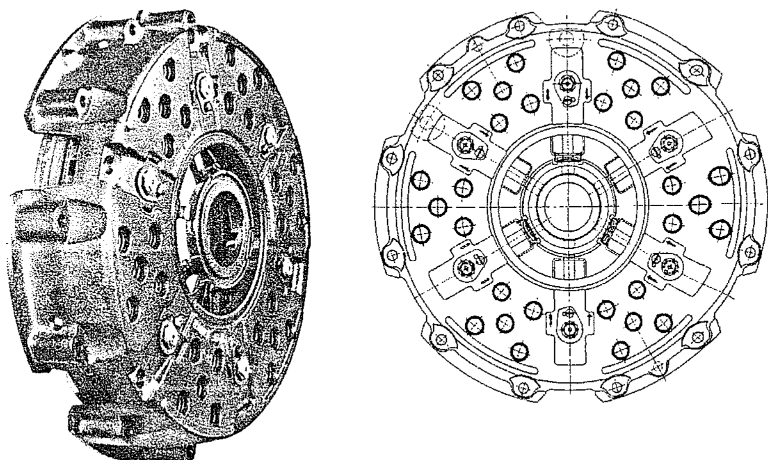
Przesuwająca się tarcza dociskowa pokonuje rosnącą siłę sprężyn śrubowych. Wyjaśnia to, dlaczego jest potrzebny większy nacisk na pedał sprzęgła do osiągnięcia takiej samej siły docisku, jak w sprzęgle ze sprężyną talerzową.

Omawiane tu sprzęgło ma większe rozmiary i jest bardziej czułe na wahania prędkości obrotowej. Większa liczba elementów to także większe obciążenia mechaniczne. Są to wady tego typu sprzęgieł, które spowodowały zaprzestanie ich stosowania w samochodach osobowych na rzecz sprzęgieł ze sprężyną talerzową. Jednak w pojazdach użytkowych i samochodach ciężarowych sprzęgła ze śrubowymi sprężynami dociskowymi są nadal dość powszechne, chociaż i tutaj widać już tendencje w kierunku rozwiązań ze sprężyną talerzową.

Sprzęgła w samochodach użytkowych mają średnice od 250 do 420 mm. Siła nacisku wielu promieniowo usytuowanych sprężyn śrubowych wynosi do 20 000 N. Poprzez różnicowanie liczby sprężyn, przy stosunkowo niewielkich zmianach konstrukcyjnych, można uzyskiwać pożądaną siłę nacisku.



Rys. 3.6
Elementy sprzęgła jednotarczowego ze śrubowymi sprężynami dociskowymi (Źródło: firma LuK)
1 – oprawa sprzęgła, 2 – gniazdo sprężyny, 3 – sprężyna śrubowa, 4 – tarcza dociskowa, 5 – koło zamachowe, 6 – tarcza sprzęgła, 7 – łożysko wyciskowe, 8 – wałek sprzęgłowy



Rys. 3.7
Tarcza dociskowa sprzęgła jednotarczowego ze sprężynami śrubowymi i z żeliwną oprawą. Wykonanie standardowe Typu G do użytkowych pojazdów samochodowych (Źródło: Fichtel & Sachs AG)

Oprawa sprzęgła jest wykonana z żeliwa szarego. Niezbędne w tym rozwiązaniu widełki wyłączające, wykonane przeważnie jako utwardzone dyfuzyjnie (powierzchniowo) odkuwki, są prowadzone w łożyskach igiełkowych albo ślizgowych.

Sterowanie sprzęgłem odbywa się przeważnie za pomocą widełek i centralnie usytuowanego łożyska wyciskowego.

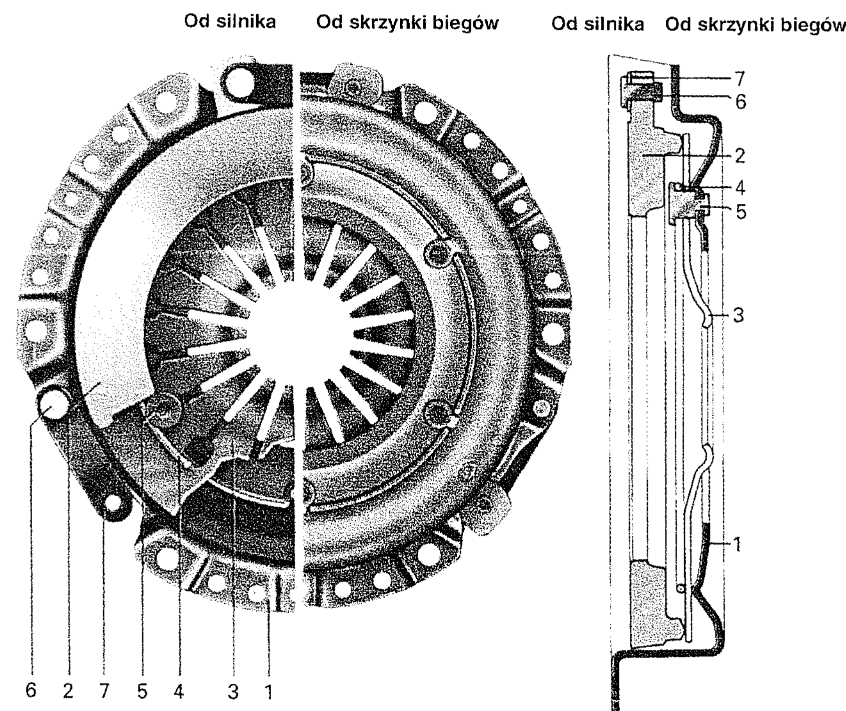
3.2.2. Sprzęgło jednotarczowe ze sprężyną talerzową

Na początku lat siedemdziesiątych sprzęgła ze sprężyną talerzową zaczęły wypierać niepodzielnie dotąd królujące sprzęgła ze śrubowymi sprężynami dociskowymi. Współczesne samochody są niemal wyłącznie wyposażane w sprzęgła ze sprężyną talerzową. Z racji zróżnicowanych wymagań sprzęgła te mogą mieć różne rozwiązania konstrukcyjne. Najczęściej spotykane rozwiązania, ich istota i kryteria różnicowania zostały omówione poniżej.

3.2.2.1. Rozwiązanie standardowe

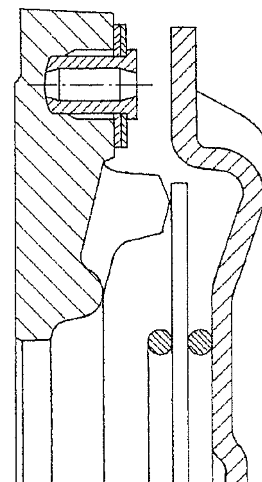
Na rysunku 3.8 pokazano najczęściej spotykane standardowe rozwiązanie zespołu dociskowego sprzęgła.

Tarcza dociskowa (2) jest połączona z oprawą (1) trzema usytuowanymi obwodowo sprężynami płytkowymi (7), przynitowanymi z jednego końca do wygarbień tarczy (2), a z drugiego do oprawy (1). Dla oszczędności miejsca od strony tarczy zastosowano nity zamykane jednostronnie (rys. 3.9). Taka technologia nitowania zapewnia dobre łączenie bez uszczuplania powierzchni ciernej tarczy dociskowej.



Rys. 3.8
Wykonanie standardowe zespołu dociskowego sprzęgła ze sprężyną talerzową do samochodu osobowego (Źródło: firma LuK)

1 – oprawa sprzęgła, 2 – tarcza dociskowa, 3 – sprężyna talerzowa, 4 – pierścień oporowy, 5 – sworzeń, 6 – nit, 7 – sprężyna płytkowa

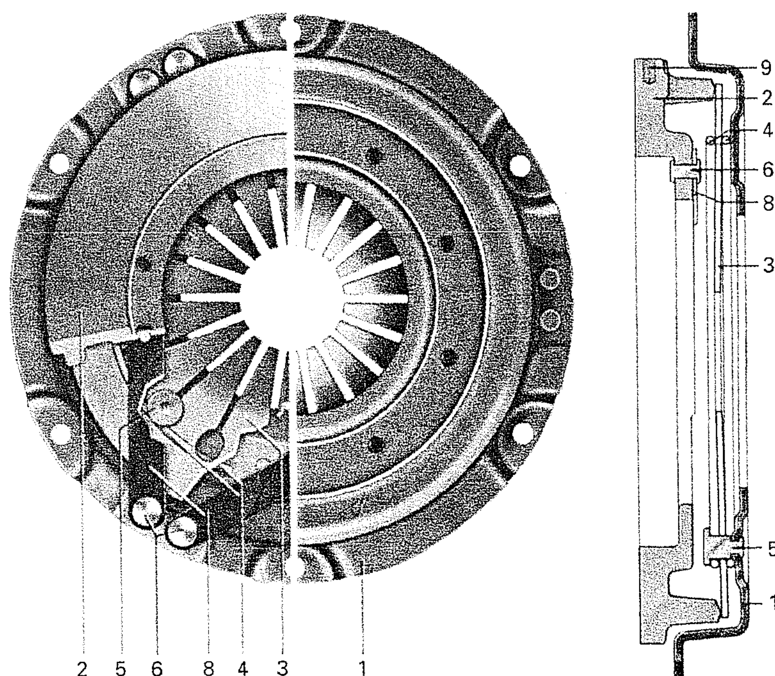


Rys. 3.9
Połączenie sprężyny płytkowej z tarczą dociskową nitem jednostronnie zamykanym
(Źródło: firma LuK)

3.2.2.2. Zespół dociskowy ze sprężynami płytkowymi łączonymi w trójkąt

W tym rozwiązaniu wykorzystano przedstawione w punkcie 3.1.2 korzyści ułożenia sprężyn płytkowych w trójkąt. Najistotniejsza różnica w stosunku do rozwiązania standardowego polega na sposobie mocowania tarczy dociskowej do oprawy sprzęgła.

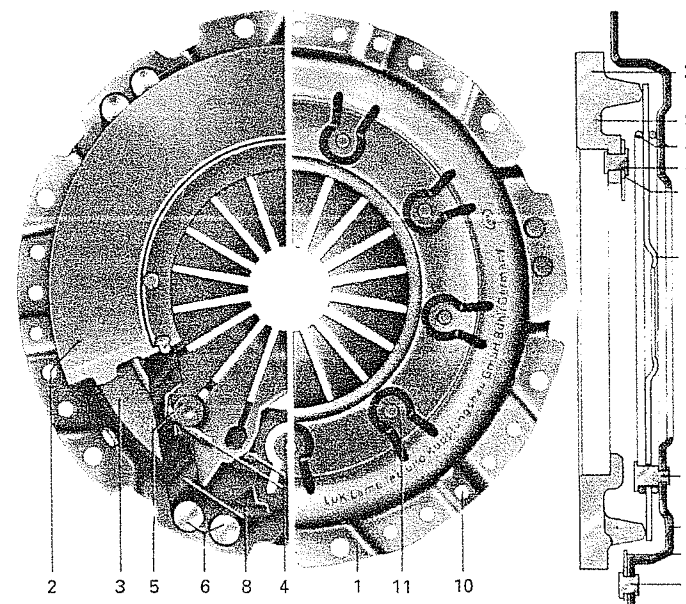
Przyjęcie garnkowego kształtu koła zamachowego powoduje brak miejsca dla wygarbień na tarczy dociskowej, koniecznych do mocowania sprężyn płytkowych rozmieszczonych obwodowo. Zastosowanie trójkątnego usytuowania sprężyn płytkowych pozwala na zrezygnowanie z wygarbień i wykorzystanie omówionych wcześniej zalet takiego ułożenia sprężyn (rys. 3.10).



Rys. 3.10
Zespół dociskowy ze sprężyną talerzową i sprężynami płytkowymi łączonymi w trójkąt (Źródło: firma LuK)
1 – oprawa sprzęgła, 2 – tarcza dociskowa, 3 – sprężyna talerzowa, 4 – pierścień oporowy, 5 – sworzeń, 6 – nit, 8 – sprężyna płytkowa

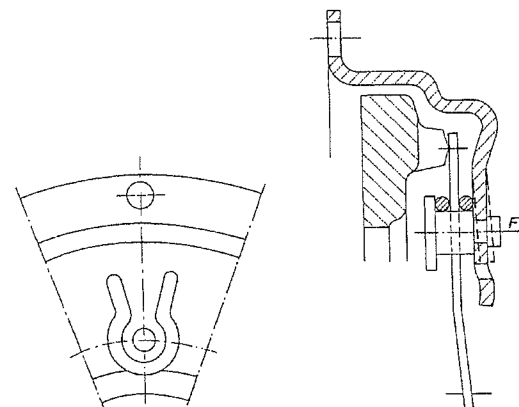
3.2.2.3. Zespół dociskowy ze sprężystymi wieszakami

Rozwiązanie ze sprężystymi wieszakami jest stosowane w zespołach dociskowych od niedawna (rys. 3.11).



Rys. 3.11
Zespół dociskowy ze sprężystymi wieszakami i sprężynami płytkowymi łączonymi w trójkąt
(Źródło: firma LuK)
1 – oprawa sprzęgła, 2 – tarcza dociskowa, 3 – sprężyna talerzowa, 4 – pierścień oporowy, 5 – sworzeń, 6 – nit, 8 – sprężyna płytkowa, 9 – nawiercenie wyrównoważające, 10 – otwór ustalający, 11 – wieszak sprężysty

W trakcie produkcji oprawy sprzęgła jest w niej wykrawany profil wieszaków. Trzpienie nitów (5) mocujących sprężynę talerzową (3) i prowadzących pierścienie oporowe przechodzą także przez napięte wstępnie sprężyste wieszaki. Elastyczność wieszaków opóźnia niewątpliwie zużycie mechaniczne w miejscach mocowania sprężyny talerzowej (na trzpieniach nitów) i zapewnia jej lepsze ułożenie, bez luzów (rys. 3.12).



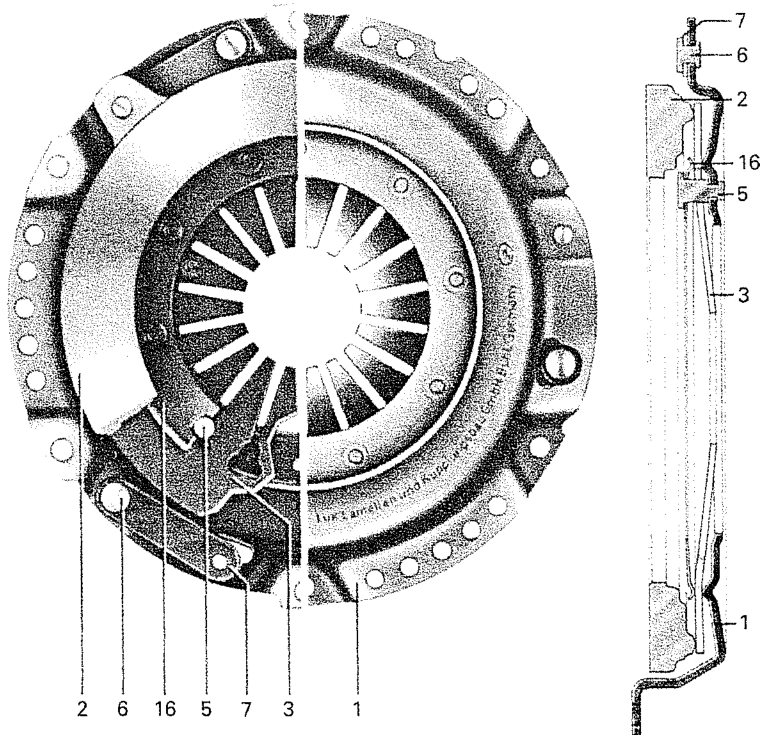
Rys. 3.12
Działanie wykrojonych w oprawie sprzęgła sprężystych wieszaków w celu eliminacji luzów mocowania sprężyny talerzowej
(Źródło: firma LuK)

Efektem tego prostego, ale bardzo skutecznego rozwiązania jest gwarancja zachowania takiego samego przegięcia sprężyny talerzowej przez cały okres jej użytkowania, precyzja sterowania sprzęgłem, a także usunięcie, występujących niekiedy, odgłosów zgrzytania sprężyny talerzowej.

3.2.2.4. Zespół dociskowy ze sprężyną oporową

Podobnie jak zastosowanie sprężystych wieszaków, również rozwiązanie ze sprężyną oporową ma na celu udoskonalenie mocowania, bez luzów, sprężyny talerzowej.

Zamiast pierścieni oporowych umożliwiających przeginanie sprężyny talerzowej podczas włączania i wyłączania sprzęgła, zastosowano tutaj przetłoczenia w oprawie sprzęgła (1) i sprężynę oporową (16). Dzięki jej zastosowaniu eliminuje się luzy i straty osadzenia oraz stwarza możliwość samoczynnej regulacji w miarę zużywania się sprężyny talerzowej (rys. 3.13).



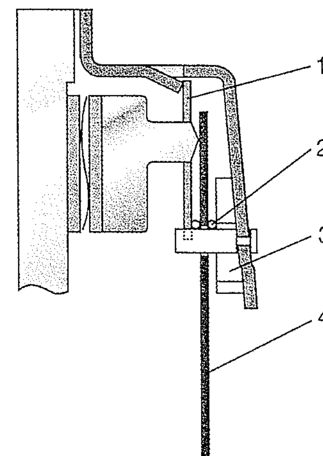
Rys. 3.13
Wolne od luzów mocowanie sprężyny talerzowej z zastosowaniem sprężyny oporowej (Źródło: firma LuK)
1 – oprawa sprzęgła, 2 – tarcza dociskowa, 3 – sprężyna talerzowa, 5 – sworzeń, 6 – nit, 7 – sprężyna płytkowa, 16 – sprężyna oporowa

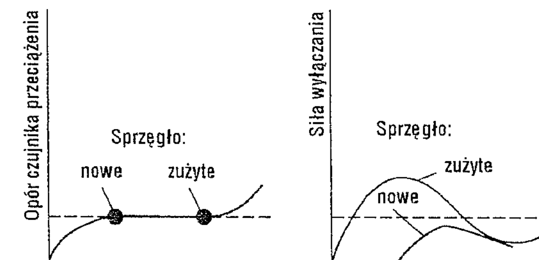
3.2.2.5. Sprzęgło SAC firmy LuK

Tradycyjne sprzęgła ze sprężyną talerzową cechuje m.in. rosnąca siła nacisku na pedał sprzęgła w miarę zużycia okładzin ciernych (patrz punkt 5.6 – wykres siły). W dążeniu do optymalizacji układu sprzęgła opracowano sprzęgło SAC (Self Adjusting Clutch), które odznacza się licznymi zaletami:

- niewielkie siły wyłączania o stałej wartości w całym okresie użytkowania sprzęgła,
- większy zapas na zużycie mechaniczne,
- większa trwałość dzięki samoczynnej regulacji w miarę zużycia okładzin,
- rezygnacja z układu wspomagania w pojazdach użytkowych,
- prosty mechanizm wysprzęglania,
- niewielka droga pedału sprzęgła,
- mniejsza droga przesuwu łożyska wyciskowego.

Cechą charakterystyczną sprzęgła o samoczynnej regulacji (SAC) jest inne osadzenie sprężyny talerzowej. W rozwiązaniu tym główna sprężyna talerzowa nie jest sztywno przynitowana do oprawy, lecz mocowana za pośrednictwem przestrzennego elementu sprężystego, zwanego czujnikiem przeciążenia (rys. 3.14). O ile typowa sprężyna talerzowa ma silnie degresywną charakterystykę, o tyle w sprzęgle SAC charakterystyka ta w niemal pełnym zakresie jest liniowa. Dopóki siła wyłączania jest mniejsza od siły koniecznej do wygięcia czujnika przeciążenia, dopóty punkt przegięcia sprężyny talerzowej pozostaje w tym samym miejscu. Zwiększenie siły wyłączania na skutek zużycia okładzin ciernych powoduje przezwyciężenie oporu czujnika przeciążenia i przesunięcie punktu przegięcia sprężyny talerzowej w kierunku koła zamachowego. W ten sposób siła wyłączania jest zawsze równa oporowi czujnika przeciążenia. Powstająca przy tym szczelina między sprężyną talerzową w punkcie jej przegięcia a oprawą sprzęgła jest wyrównywana za pomocą pierścienia przestawnego z trapezowymi ścięciami na obwodzie.

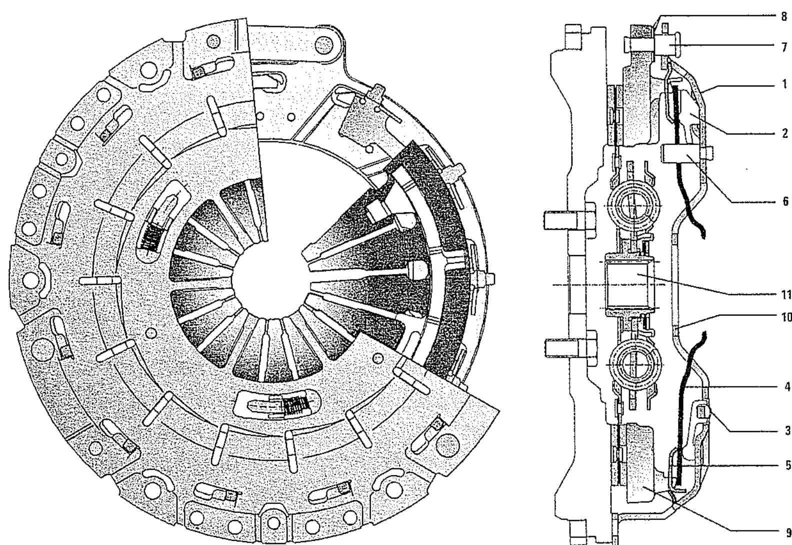




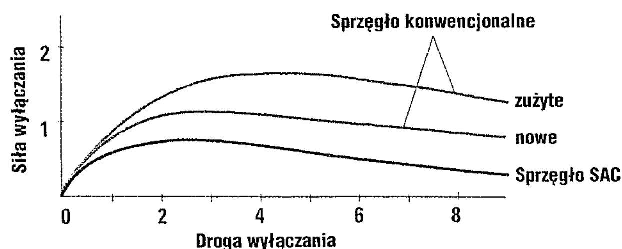
Rys. 3.14
Zasada działania sprzęgła z samoczynną regulacją LuK SAC (Źródło: firma LuK)
1 – czujnik przeciążenia, 2 – punkt przegięcia sprężyny talerzowej, 3 – trapezowy pierścień regulacyjny, 4 – sprężyna talerzowa

Pokazany na rysunku 3.15 mechanizm samoczynnej regulacji w miarę zużywania się okładzin ciernych sprzęgła ma wykonany ze sztucznego tworzywa pierścień (2) z trapezowymi ścięciami na obwodzie. Kompensuje on szczelinę między sprężyną talerzową (4) a oprawą, powstającą na skutek zmniejszającej się grubości okładzin i przemieszczenia sprężyny czujnika przeciążenia. Pierścień jest wstępnie napinany za pomocą obwodowo rozmieszczonych sprężyn śrubowych (3).

Przebieg wartości sił wyciskania w konwencjonalnych sprzęgłach i w sprzęgle SAC przedstawiono na rysunku 3.16. Wartość siły wyłączania w sprzęgle SAC jest prawie liniowa w ciągu całego okresu jego eksploatacji.



Rys. 3.15
Budowa sprzęgła z samoczynną regulacją SAC (Źródło: firma LuK)
1 – oprawa sprzęgła, 2 – pierścień regulacyjny, 3 – sprężyna napinająca, 4 – sprężyna talerzowa, 5 – czujnik przeciążenia, 6 i 7 – sworznie, 8 – sprężyna płytkowa, 9 – tarcza dociskowa, 10 – zderzak, 11 – tarcza sprzęgła



Rys. 3.16
Porównanie przebiegu sił wyciskania w sprzęgle konwencjonalnym i SAC (Źródło: firma LuK)

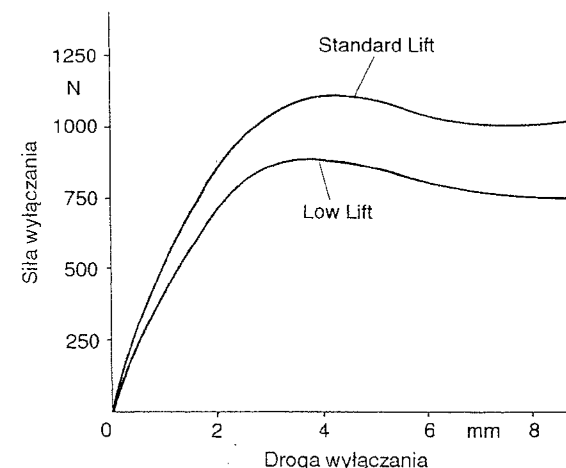
3.2.2.6. Sprzęgło Low-Lift

Sprzęgło Low-Lift jest odpowiedzią na oczekiwanie większego komfortu jazdy i poprawy sterowania sprzęgła. Nazwa „Low-Lift" ma informować o zmniejszonej drodze przesuwu tarczy dociskowej.

Siła nacisku stopy na pedał sprzęgła pozostaje w bezpośredniej zależności od wartości przełożeń: stosunku drogi pedału do drogi widełek wyłączających oraz stosunku drogi wyłączania do przesuwu tarczy dociskowej. Zmniejszenie drogi przesuwu tarczy dociskowej przy niezmienionej drodze pedału sprzęgła powoduje zmianę wartości przełożeń oraz zmniejszenie siły nacisku stopy na pedał (rys. 3.17).

Zmniejszenie drogi przesuwu z 1,8 do 1,2 mm oznacza zmniejszenie siły nacisku na pedał o jedną trzecią, co jest odczuwane jako istotna poprawa sterowania sprzęgła.

Od strony konstrukcyjnej efekt ten osiągnięto dzięki innemu sprężynowaniu okładzin ciernych tarczy sprzęgła oraz zmniejszeniu drogi przesuwu tarczy dociskowej z jednoczesnym zastosowaniem sprężyny talerzowej z wieszakami sprężystymi.



Rys. 3.17
Wykres siły wyciskania dla wykonania Standard-Lift i Low-Lift (Źródło: firma LuK)

Eliminacja luzów w mocowaniu sprężyny talerzowej i wynikającego z tego liniowego przesuwu tarczy dociskowej pozwoliła na rezygnację ze zwyczajowego zapasu na skutki zużycia gniazda osadzenia sprężyny talerzowej.

Stosując tarcze dociskowe typu Low-Lift należy pamiętać, że:

- mogą one być montowane tylko z tarczami sprzęgła, które mają odpowiednio zmniejszone sprężynowanie okładzin ciernych,
- dopuszczalne bicie boczne tarczy sprzęgła nie może przekroczyć 0,5 mm.

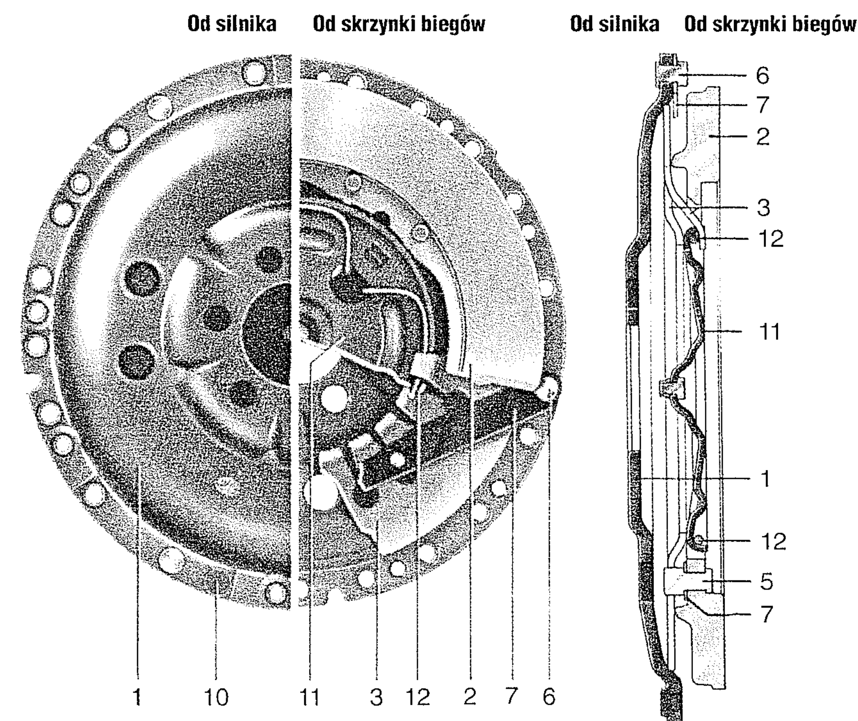
Niestosowanie się do tych wymagań może prowadzić do szarpania sprzęgła i kłopotów z wyłączaniem.

3.2.2.7. Sprzęgło ciągnione ze sprężyną talerzową

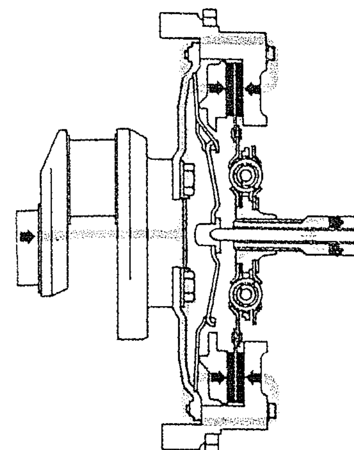
Konsekwentne dążenie do ograniczania wymiarów różnych zespołów samochodu zrodziło pomysł specjalnej konstrukcji sprzęgła ciągnionego. Można je spotkać w niektórych samochodach osobowych, np. VW Golf i Jetta (rys. 3.18).

Inaczej niż w konwencjonalnych rozwiązaniach, zespół dociskowy jest tutaj bezpośrednio przymocowany śrubami do kołnierza wału korbowego. Po zamontowaniu tarczy sprzęgła koło zamachowe jest mocowane do oprawy sprzęgła (rys. 3.19). Sprężyna talerzowa zewnętrzną krawędzią opiera się na oprawie sprzęgła (1), a krawędzią wewnętrzną – na tarczy dociskowej (2). Takie położenie tarczy dociskowej sugeruje, że jest ona ciągnięta, a nie dociskana. Stąd nazwa tego sprzęgła.

Przeginanie sprężyny talerzowej (3), w dosłownym tego słowa znaczeniu, nie ma tutaj miejsca; przy wyłączaniu sprzęgła sprężyna jest raczej odciągana od tarczy dociskowej (2) przez talerz sprężysty (11). Sprężysty talerz dociskowy (2), przylegający do listków sprężyny talerzowej i blokowany pierścieniem zabezpieczającym (12) jest uruchamiany za pomocą popychacza poprowadzonego wewnątrz wałka sprzęgłowego.



Rys. 3.18
Sprzęgło ciągnione w samochodach VW Golf (Źródło: firma LuK)
1 – oprawa sprzęgła, 2 – tarcza dociskowa, 3 – sprężyna talerzowa, 5 – trzpień, 6 – nit, 7 – sprężyna płytkowa, 10 – nit wyrównoważający, 11 – sprężysty talerz dociskowy, 12 – pierścień zabezpieczający



Rys. 3.19
Przepływ mocy w sprzęgle ciągnionym, mocowanym śrubami do kołnierza wału korbowego, w samochodach VW Golf
(Źródło: firma LuK)

Na końcu obudowy skrzynki biegów, pod pokrywą, znajduje się łożysko wyciskowe, uruchamiające popychacz. Łożysko jest smarowane olejem ze skrzynki biegów.

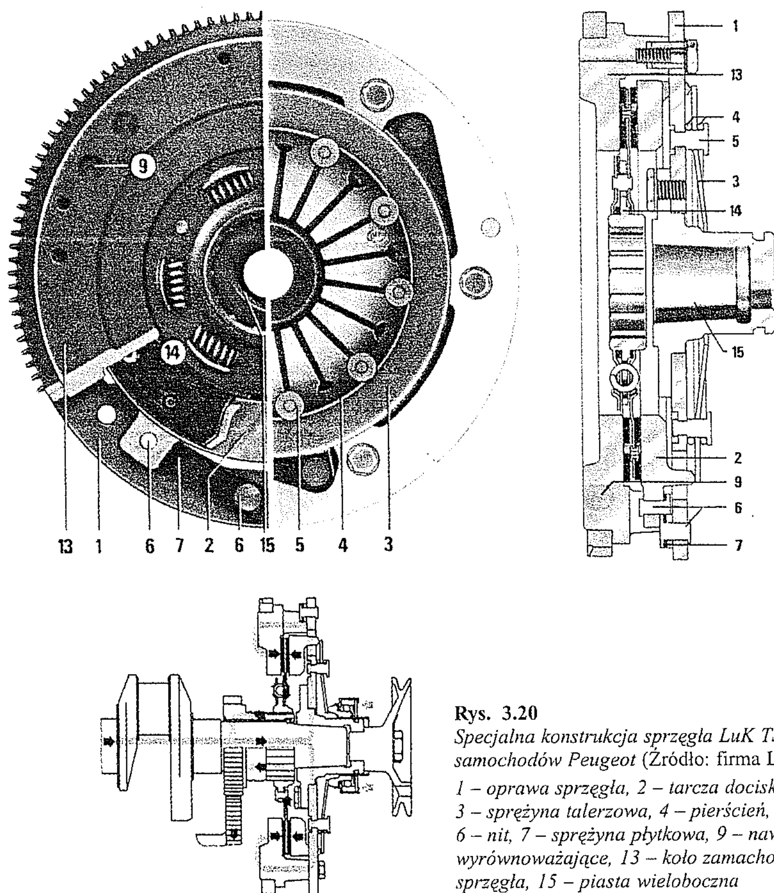
Popychacz poprowadzono wewnątrz drążonego wału sprzęgłowego i uszczelniono gumowym pierścieniem wpuszczonym w wybranie w wale. Z uwagi na szczególną konstrukcję sprzęgła ciągnionego, podczas jego montażu należy uważnie przestrzegać kilku zaleceń.

Należy zawsze wymieniać specjalne śruby mocujące sprzęgło do wału korbowego. Śruby te muszą być odpowiednio zabezpieczone przed odkręcaniem, a przy ich dociąganiu należy przestrzegać zalecanego momentu dokręcania. Należy zawsze montować blachę osłonową między łbami śrub i oprawą sprzęgła.
Koło zamachowe ustawia się wobec oprawy sprzęgła kołkami ustalającymi.
Sprężysty talerz dociskowy należy zablokować pierścieniem zabezpieczającym.
Przed uruchomieniem silnika kilkakrotnie wcisnąć pedał sprzęgła, w celu właściwego ułożenia się pierścienia.
Pierścienie zabezpieczające mają różne konstrukcje, dlatego przy montażu należy zwracać uwagę na położenie ich zagiętych końców.
Przy ponownym wprowadzaniu popychacza do wału sprzęgłowego istnieje niebezpieczeństwo uszkodzenia gumowego pierścienia uszczelniającego, co spowoduje zaolejenie tarczy sprzęgła!

3.2.2.8. Sprzęgło LuK TS

Nietypowe rozwiązania układu napędowego wymagają szczególnych konstrukcji sprzęgieł. Na przykład w samochodach Peugeot 204, 304 i 305 skrzynka biegów nie jest tradycyjnie mocowana kołnierzem do silnika, lecz umieszczona w misce olejowej silnika. Zastosowanie konwencjonalnego sprzęgła nie wchodziło tutaj w rachubę. Firma LuK opracowała dla tych samochodów specjalne sprzęgło TS (rys. 3.20).

Koło zamachowe (13), tarcza dociskowa (1) i tarcza sprzęgła (14) wraz z wieloboczną piastą (15) stanowią jeden zespół, który wraz z rowkowym kołem pasowym jest



Rys. 3.20
Specjalna konstrukcja sprzęgła LuK TS do samochodów Peugeot (Źródło: firma LuK)
1 – oprawa sprzęgła, 2 – tarcza dociskowa, 3 – sprężyna talerzowa, 4 – pierścień, 5 – trzpień, 6 – nit, 7 – sprężyna płytkowa, 9 – nawiercenie wyrównoważające, 13 – koło zamachowe, 14 – tarcza sprzęgła, 15 – piasta wieloboczna

montowany do czoła wału korbowego. Moment obrotowy jest przenoszony od wału korbowego przez piastę wieloboczną na oprawę sprzęgła. Strumień mocy rozdziela się i przez koło zamachowe oraz przez tarczę dociskową trafia na okładziny cierne tarczy sprzęgła.

Przeniesienie momentu obrotowego na skrzynkę biegów następuje przez drążony wałek sprzęgłowy, biegnący od czoła wału korbowego. Przesuwne osiowo łożysko wyciskowe umieszczono na zewnętrznej, cylindrycznej części piasty wielobocznej.

3.2.3. Sprzęgło dwutarczowe

Nie należy mylić sprzęgła dwutarczowego ze stosowanym w ciągnikach rolniczych sprzęgłem podwójnym, które obsługuje dwa oddzielne wały napędowe (jeden dla kół jezdnych, drugi dla dołączanych maszyn współpracujących).

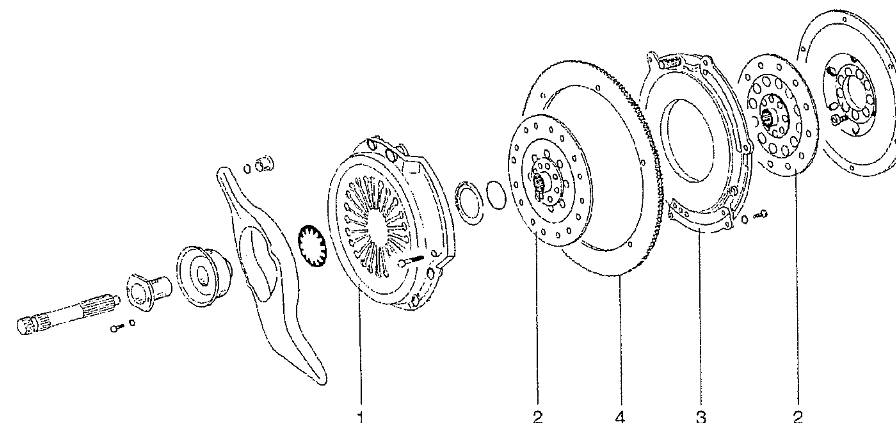
Jak już napisano w punkcie 2.9, zdolność przenoszenia momentu obrotowego przez sprzęgło zdecydowanie wzrasta dzięki zwiększeniu liczby powierzchni ciernych przy niezmienionej średnicy sprzęgła.

Sprzęgła dwutarczowe mają **dwie** tarcze sprzęgła połączone z **jednym** wałkiem sprzęgłowym.

3.2.3.1. Sprzęgło dwutarczowe samochodu osobowego

Sprzęgła dwutarczowe są stosowane w samochodach osobowych sportowych i wyścigowych, w których musi być przeniesiony szczególnie duży moment obrotowy, a pozostające do dyspozycji miejsce na zabudowę sprzęgła jest ograniczone, albo kiedy zbyt duży moment bezwładności nie jest pożądany.

Na rysunku 3.21 są widoczne dwie tarcze sprzęgła samochodu Porsche 928, co pozwala na podwojenie wartości przenoszonego momentu obrotowego, ponieważ liczba

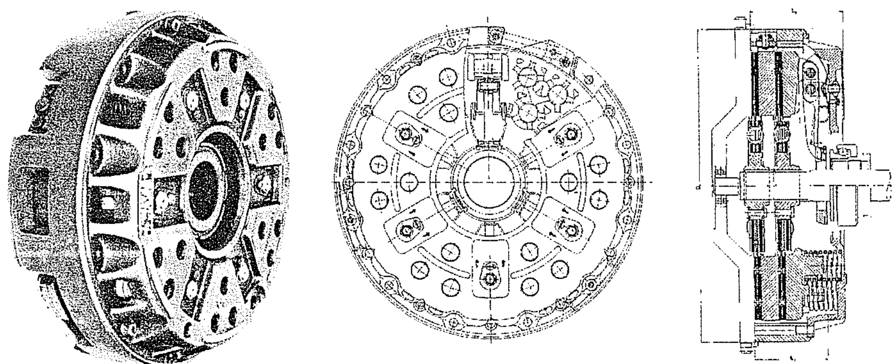


Rys. 3.21
Elementy sprzęgła dwutarczowego samochodu osobowego Porsche 928 (Źródło: Porsche AG)
1 – tarcza dociskowa, 2 – tarcze sprzęgła, 3 – tarcza pośrednia, 4 – wieniec zębaty rozruchu

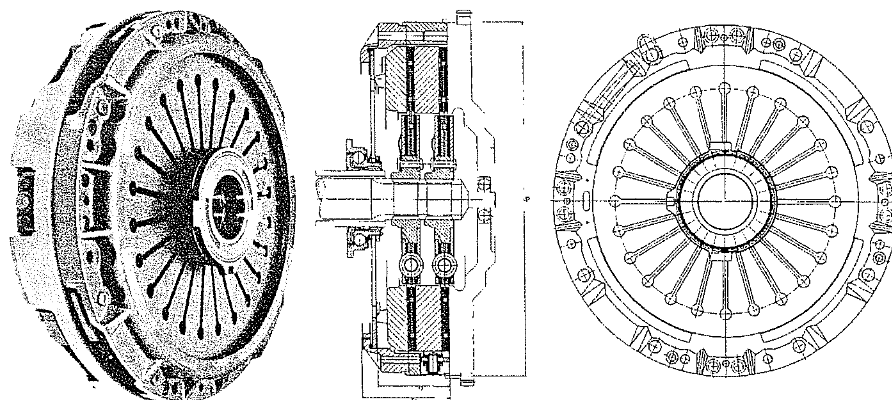
powierzchni ciernych jest zwiększona do czterech. Obydwie tarcze sprzęgła (2) są rozdzielone tarczą pośrednią (3), do której jest przymocowany wieniec zębaty rozruchu (4). Tarczę dociskową wykonano w wersji jak dla sprzęgła ciągnionego.

3.2.3.2. Sprzęgło dwutarczowe samochodu ciężarowego

W samochodach ciężarowych spotyka się sprzęgła dwutarczowe o średnicy do 380 mm. Są one wykonywane w wersji ze sprężynami śrubowymi albo z ciągnionymi sprężynami talerzowymi i mogą przenosić moment obrotowy do 2000 N · m.



Rys. 3.22
Standardowe sprzęgło dwutarczowe ze śrubowymi sprężynami dociskowymi, typ GF2, do ciężkich pojazdów użytkowych (Źródło: Fichtel & Sachs AG)



Rys. 3.23
Ciągnione sprzęgło dwutarczowe ze sprężyną talerzową, typ GMFZ, do samochodów ciężarowych (Źródło: Fichtel & Sachs AG)

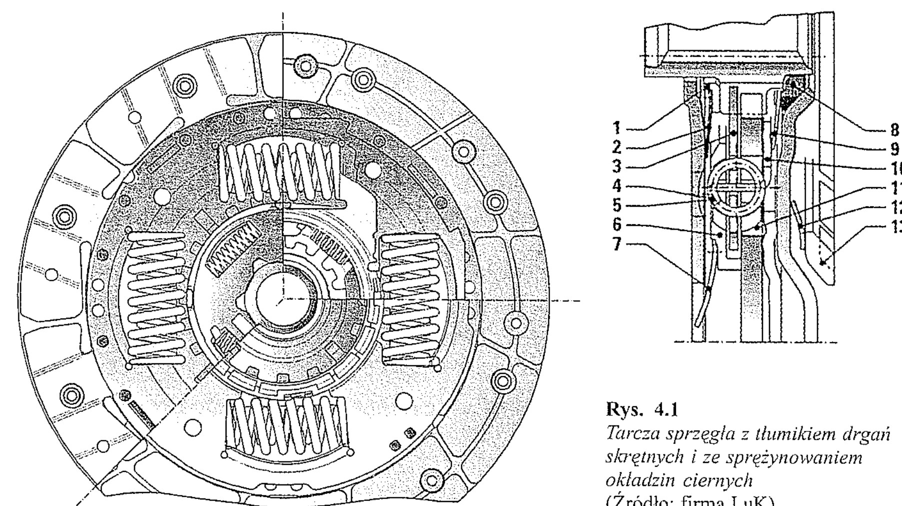
Tarcza dociskowa GF-2 firmy F&S (rys. 3.22) jest powszechnie stosowana w ciężkich pojazdach użytkowych. Podczas montażu tej tarczy należy koniecznie zwrócić uwagę na to, aby suwak mechanizmu wyciskowego opierał się na kole zamachowym. Wtedy mechanizm wyciskowy zapewni właściwy przesuw obydwu tarcz sprzęgła i równomierne zużycie okładzin ciernych.

Wykonanie sprzęgła w wersji ciągnionej (rys. 3.23) pozwala na przenoszenie znacznych momentów obrotowych przy stosunkowo niewielkich średnicach, dzięki czemu można ograniczyć wymiary sprzęgła. Obok oszczędności miejsca są wykorzystywane wszystkie inne poznane już zalety sprzęgła ze sprężyną talerzową.

4. Tarcza sprzęgła

4.1. Wprowadzenie

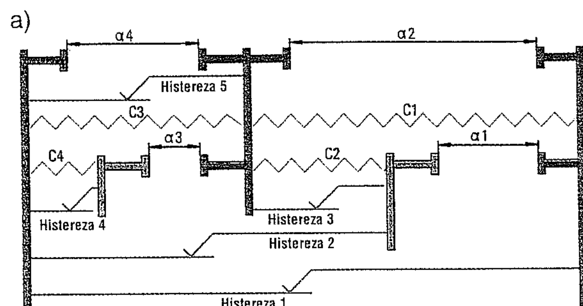
Rozwiązaniem problemu drgań skrętnych, korzystnym pod względem kosztów i oszczędzającym miejsce na zabudowę, jest zastosowanie tarcz sprzęgła z tłumikiem drgań skrętnych (rys. 4.1). Tarcza taka jest wyposażona w wyrafinowany układ sprężyn tłumiących drgania, połączony z elementami sterowania procesem tarcia. Umożliwia to zachowanie w każdych warunkach eksploatacyjnych prawidłowej charakterystyki tłumienia drgań skrętnych przy zdefiniowanej sztywności sprężyn i określonym tłumieniu ciernym (histereza) – rys. 4.2. Dzięki najnowocześniejszym technikom symulacji stało się możliwe daleko idące wyizolowanie drgań skrętnych w układzie napędowym



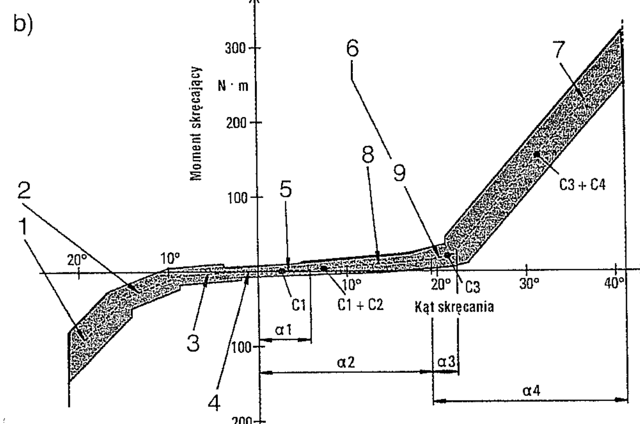
Rys. 4.1
Tarcza sprzęgła z tłumikiem drgań skrętnych i ze sprężynowaniem okładzin ciernych
(Źródło: firma LuK)

1 – pierścień cierny, tłumik wstępny, 2 – sprężyna talerzowa, tłumik wstępny (1. stopień), 3 – kołnierz piasty, tłumik wstępny, 4 i 5 – sprężyny dociskowe, tłumik wstępny, 6 – klatka tłumika wstępnego, 7 – sprężyna talerzowa, tłumik główny (1. stopień), 8 – stożek ustalający, 9 – sprężyna talerzowa, tłumik wstępny (2. stopień), 10 – tarcza cierna robocza, tłumik wstępny, 11 – klatka tłumika wstępnego, 12 – sprężyna talerzowa, tłumik główny (2. stopień), 13 – pierścień cierny, tłumik główny

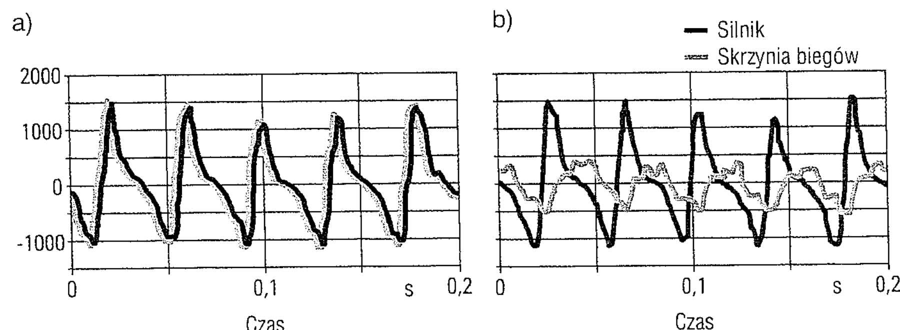
a)



b)



Rys. 4.2
Schemat funkcjonalny (a) i charakterystyki (b) tłumika drgań skrętnych (Źródło: firma LuK)
1 – 2. stopień, tłumik główny, napęd odwrotny,
2 – 1. stopień, tłumik główny, napęd odwrotny,
3 – 2. stopień, tłumik wstępny, napęd odwrotny,
4 – 1. stopień, tłumik wstępny, napęd odwrotny,
5 – 1. stopień, tłumik wstępny, napęd normalny,
6 – 1. stopień, tłumik główny, napęd normalny, stopień przejściowy,
7 – 2. stopień, tłumik główny, napęd normalny,
8 – 2. stopień, tłumik wstępny, uderzenie wsprzęglania,
9 – start/stop, bieg jałowy silnika



Rys. 4.3
Charakterystyka drgań bez tłumika drgań skrętnych (a) i z tłumikiem (b) na biegu jałowym silnika (Źródło: firma LuK)

(rys. 4.3). Pozwoliło to na oszczędność zużycia paliwa i zmniejszenie emisji spalin, szczególnie w dolnym zakresie prędkości obrotowych biegu jałowego silnika.

Optymalne sprężynowanie okładzin ciernych pozwala ponadto na dynamiczne zwiększanie wartości momentu obrotowego podczas ruszania z miejsca i na ergonomiczny przebieg siły nacisku na pedał sprzęgła, co znacznie zwiększa komfort jazdy.

4.2. Okładziny cierne

4.2.1. Wiadomości ogólne

Cechą charakterystyczną sprzęgła ciernego, jak wynika z jego nazwy, jest przenoszenie momentu obrotowego przez **połączenie cierne**. Takie połączenie jest osiągane za pomocą przynitowanych albo przyklejonych do tarczy sprzęgła okładzin ciernych. Okładziny odgrywają w sprzęgłach szczególną rolę. Są one poddawane naprężeniom rozciągającym, tnącym i zginającym i żeby sprostać wymaganiom, muszą mieć następujące cechy:

- ❑ dużą wytrzymałość mechaniczną,
- ❑ dużą trwałość,
- ❑ odporność na wysokie temperatury,
- ❑ niewielkie zużycie powierzchni partnera tarcia,
- ❑ możliwość stosowania w szerokim zakresie temperatur,
- ❑ nieczułość na zmienne warunki atmosferyczne,
- ❑ bezszmerowość pracy.

Współczynnik tarcia okładzin i ich zużycie zależą od:

- ❑ czasu pracy (faza poślizgu sprzęgła),
- ❑ składu materiału ciernego,
- ❑ temperatury powierzchni trących,
- ❑ siły docisku,
- ❑ szybkości ślizgania,
- ❑ materiału powierzchni partnera tarcia.

Okładziny cierne sprzęgła pracują w innych warunkach, niż wkładki cierne hamulców i dlatego muszą spełniać dodatkowe wymagania. Przymocowane do tarczy sprzęgła wirują z dużą prędkością obrotową, a tym samym są poddawane obciążeniom wynikającym z działania siły odśrodkowej, prowadzącym do znacznych naprężeń wewnętrznych. Dlatego ważnym kryterium przy konstruowaniu i doborze okładzin ciernych sprzęgieł jest ich odporność na rozrywanie, która zależy od technologii produkcji, średnicy i temperatury.

Odporność na rozrywanie, nazywana też **odpornością obrotową**, musi być większa o współczynnik bezpieczeństwa w stosunku do prędkości obrotowej, osiąganej przez tarczę sprzęgła w normalnych warunkach eksploatacyjnych. Okładziny cierne muszą do określonej granicy wytrzymać ekstremalne temperatury w połączeniu z nadmierną prędkością obrotową, jaka może zaistnieć np. na skutek omyłkowej zmiany biegu na niższy, zamiast na wyższy.

Masa okładzin ma istotny wpływ na wartość momentu bezwładności tarczy sprzęgła, a tym samym na przebieg procesu sterowania skrzynką biegów i żywotność synchronizatorów. Kryterium masy ma szczególnie istotne znaczenie przy doborze okładzin. Najnowsze technologie pozwoliły na zmniejszenie masy okładzin dzięki zmniejszeniu ich warstwy bazowej. Niezbędną sztywność zapewniają okładzinom żebra wokół otworów na nity.

Wyżłobienia na powierzchni trącej służą do odprowadzania startych cząstek materiału oraz tworzenia zawirowań strumienia chłodzącego powietrza i zapobiegają wysysaniu tych cząstek pod okładziny (podobnie jak drążone nity mocujące).

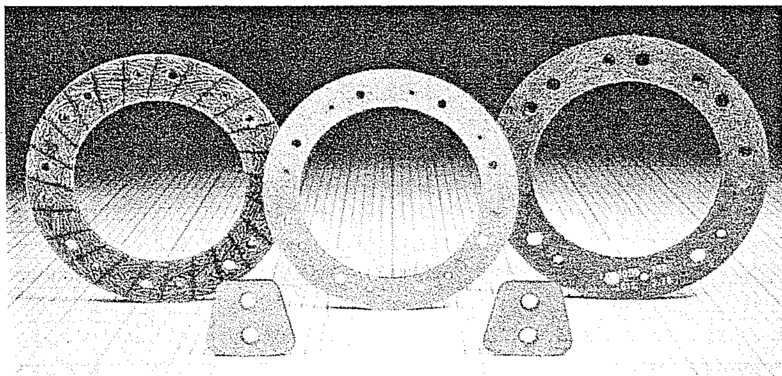
4.2.2. Okładziny cierne organiczne

Większość okładzin jest wykonanych z materiałów organicznych (rys. 4.4). W przeszłości podstawowym składnikiem okładzin był azbest o długich włóknach. Obecnie zamiast azbestu stosuje się włókna szklane, watę mineralną albo włókna węglowe i poliamidowe. Jako wypełniacze i materiały nośne, które nadają okładzinom określone własności, stosuje się:

- baryt, kaolin, krzemian i tlenek aluminium, w celu wzmocnienia okładzin,
- metale, siarczki metali i tlenki metali, w celu poprawienia spoistości i twardości,
- żywice i bawełnę, które zapewniają równomierną ścieralność i mniejsze zużycie,
- żywice, służące jako środek wiążący i wpływające na wartość współczynnika tarcia.

Okładziny prasowane są wytwarzane z włókien organicznych, kauczuku syntetycznego i wypełniaczy mineralnych. Wymieszane składniki są w wysokiej temperaturze prasowane pod ciśnieniem w formach. Następnie wypraski obrabia się mechanicznie. Taka tania technologia pozwala na dobre zmieszanie wszystkich składników, co gwarantuje równomierne ścieranie okładzin.

Okładziny wyplatane wytwarza się z długich włókien bezazbestowych zbrojonych niekiedy drutem mosiężnym, miedzianym albo cynowym. Mają one kształt sieci albo kraty. Wraz z wypełniaczami prasuje się je pod ciśnieniem i w podwyższonej temperaturze na odpowiednie kształty. Okładziny wyplatane odznaczają się dużą odpornością na działanie siły odśrodkowej.



Rys. 4.4
Różne wykonania sprzęgłowych okładzin ciernych (od lewej do prawej): organiczne wyplatane, prasowane, zwijane. Dolny rząd: nieorganiczne elementy cierne ze spieków metalowych
(Źródło: firma LuK)

Okładziny zwijane wykonywano w przeszłości głównie z materiałów zawierających azbest. Włókna azbestowe zwijano razem z metalowym drutem w nitki, nasączano masą wypełniającą i zwijano spiralnie. Zaletą takich okładzin była ich niewielka masa i duża odporność na skutki zbyt dużej prędkości obrotowej.

Współczynnik tarcia okładzin organicznych zawiera się w granicach 0,26 do 0,30. Wytrzymują one temperatury do ok. 300°C.

4.2.3. Okładziny cierne nieorganiczne

W sprzęgłach pracujących w szczególnie wysokich temperaturach stosuje się przeważnie okładziny nieorganiczne wykonane ze spieków metalowych. Mogą to być brązy spiekane albo spieki żelazne (rys. 4.4).

Żądany współczynnik tarcia i charakterystykę okładziny uzyskuje się przez odpowiednie dodatki węgla, tlenku aluminium, kwarcytu, magnezytu i mulitu.

W procesie produkcji sproszkowany materiał jest najpierw wypalany w piecu, a potem wstępnie formowany pod ciśnieniem. Kolejne operacje obejmują spiekanie pod ciśnieniem i ostateczne prasowanie. Powstałe w ten sposób elementy cierne (rys. 4.4) są przykręcane albo nitowane do nośnika okładziny.

Do pracy w szczególnie wysokich temperaturach nadają się spieki o dużym udziale dodatków ceramicznych. Tak wykonane okładziny są dość kruche i muszą być odpowiednio mocowane do elementów nośnych okładziny.

Współczynnik tarcia okładzin nieorganicznych dochodzi do 0,5, co pozwala na przenoszenie dużych obciążeń roboczych, ale też powoduje gwałtowne włączanie sprzęgła i zwiększone zużycie powierzchni partnera tarcia. Stosunkowo duża masa ceramicznych okładzin spiekanych skutkuje zwiększonym momentem bezwładności tarczy sprzęgła.

Z racji dużej odporności na temperaturę okładziny spiekane bez uszkodzeń wytrzymują temperaturę do 600°C.

4.3. Sprężynowanie okładzin

4.3.1. Wiadomości ogólne

Do osiowego sprężynowania okładzin służą cienkie, faliste elementy sprężyste. Blaszki te są wykrawane ze stalowej taśmy sprężynowej (np. MK 75) grubości 1 do 2 mm. Sprężyny w konwencjonalnych tarczach sprzęgła mają skok 0,8–1,2 mm. Okładziny sprężynowane w porównaniu z niesprężynowanymi wykazują następujące zalety:

- *Lepsze ułożenie*
  - dzięki sprężynowaniu są wyrównywane tolerancje grubości okładzin, ich nagrzewanie jest bardziej równomierne,
  - falistość elementów sprężystych pozwala na lepsze ułożenie okładzin, a tym samym ich równomierne zużycie,
  - równa praca okładzin to także równomierne odprowadzanie ciepła, co zmniejsza niebezpieczeństwo przegrzania i pękania na skutek napięć wewnętrznych.

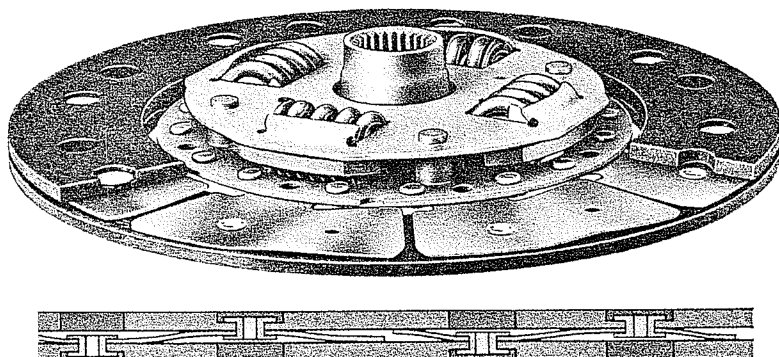
- *Korzystniejsze zachowanie pojazdu podczas ruszania z miejsca*
  Podczas włączania sprzęgła tarcza dociskowa przesuwając tarczę sprzęgła w kierunku koła zamachowego musi najpierw przezwyciężyć opór sprężyn pod okładzinami ciernymi. Opór ten narasta stopniowo, a tym samym wyrównywanie różnicy prędkości obrotowych silnika i skrzynki biegów przebiega płynnie, bez szarpania. Pozwala to na miękkie włączanie sprzęgła i bezproblemowe ruszanie z miejsca.
- *Ograniczone szarpanie sprzęgła*
  Dzięki sprężynom osiąga się tzw. „osiową elastyczność" okładzin sprzęgła, co pozwala w pewnym stopniu ograniczać objawy szarpania całego zespołu sprzęgła.
- *Stała średnica tarcia*
  Przy sprzęgłach o dużych średnicach, stosowanych szczególnie w pojazdach użytkowych i maszynach roboczych, chwilowe obciążenia uderzeniowe mogą powodować wypaczenia tarczy, a tym samym znaczne zmniejszenie średnicy tarcia. Odpowiednie sprężynowanie okładzin może temu przeciwdziałać i zagwarantować pełne przenoszenie mocy przez sprzęgło.

W zależności od potrzeb są stosowane cztery różne sposoby sprężynowania okładzin ciernych: sprężynowanie segmentowe proste i podwójne oraz sprężynowanie płytkowe i z blachami pośrednimi.

4.3.2. Sprężynowanie proste

W tym przypadku obydwie okładziny cierne są przemiennie nitowane do cienkich falistych segmentów, które z kolei nituje się do tarczy zabierakowej tłumika drgań skrętnych.

Wierzchołki segmentów sprężystych są skierowane w stronę tarczy dociskowej. Pozwala to na skrócenie drogi osiowego przesuwu piasty na wałku sprzęgłowym pod-



Rys. 4.5
Tarcza sprzęgła z prostym sprężynowaniem do samochodu osobowego (Źródło: firma LuK)

czas włączania i wyłączania sprzęgła, co pozytywnie wpływa na zużycie tych elementów.

Tarcze sprzęgła o sprężynowaniu prostym (rys. 4.5) mają mniejszy moment bezwładności. Odczuwa się to przełączając bieg jazdy do przodu na bieg wsteczny (np. podczas parkowania i manewrowania samochodem). Upływ czasu do zatrzymania tarczy jest niewielki; zmiana biegu następuje bardzo szybko.

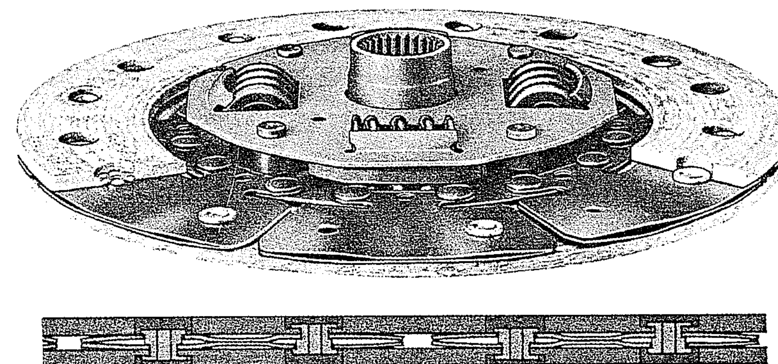
Obszar nitowania segmentów sprężystych z tarczą zabierakową jest najsłabszym punktem sprzęgła. Przesunięcie kątowe między wałem korbowym a wałkiem sprzęgłowym albo błąd przy wsuwaniu wałka sprzęgłowego w wielowypust piasty powodują wypaczanie i zrywanie połączenia nitowego (patrz także rozdz. 9).

4.3.3. Sprężynowanie podwójne

W przypadku sprężynowania podwójnego (rys. 4.6) stosuje się po dwa, stykające się czołami, symetryczne segmenty sprężyste, umieszczone przeciwnie w kierunku ugięcia i przemiennie przynitowane do okładzin ciernych. Elementy są naprężone względem siebie, co umożliwia wykorzystanie całkowitej, dostępnej drogi pedału sprzęgła.

Ponieważ w tym przypadku segmenty sprężyste muszą pokonać tylko połowę drogi w stosunku do segmentów prostego sprężynowania, straty osadzenia segmentów są mniejsze, a ich trwałość – większa.

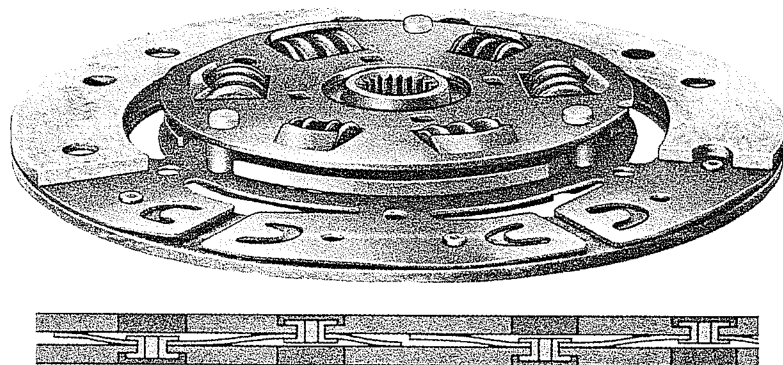
Wadą takiego rozwiązania jest większy moment bezwładności i wyższe koszty wykonania.



Rys. 4.6
Tarcza sprzęgła z podwójnym sprężynowaniem do samochodu osobowego (Źródło: firma LuK)

4.3.4. Sprężynowanie płytkowe

Tarcze sprzęgła z okładzinami sprężynowanymi płytkowo (rys. 4.7) są stosowane wtedy, kiedy nitowanie prostych segmentów sprężystych do tarczy zabierakowej nie jest możliwe z braku miejsca.



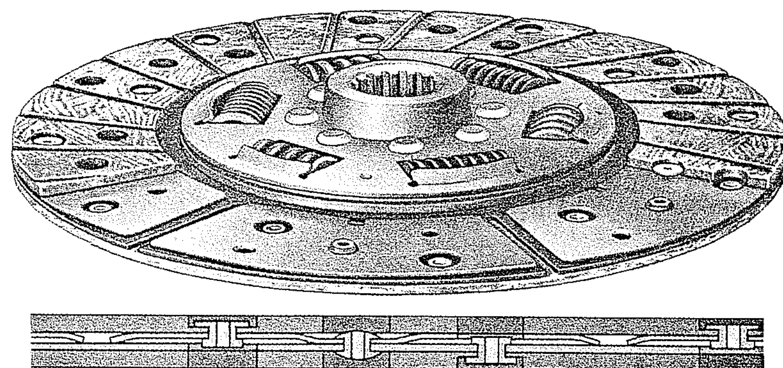
Rys. 4.7
Tarcza sprzęgła ze sprężynowaniem płytkowym do samochodu osobowego (Źródło: firma LuK)

Ponieważ tarcza zabierakowa jest odrębnym elementem, można było zmniejszyć średnicę tarczy sprzęgła. Blacha tarczy zabierakowej jest na obwodzie pofalowana i wykrawana. Sprężynowanie płytkowe jest w skutkach zbliżone do sprężynowania prostego. Przy mocno obciążonych sprzęgłach stosunkowo cienka blacha tarczy jest w obszarze tłumika drgań skrętnych wzmocniona dodatkową przeciwtarczą.

4.3.5. Sprężynowanie z blachami pośrednimi

W ciężkich pojazdach użytkowych ze sprzęgłami o dużych średnicach często stosuje się sprężynowanie okładzin ciernych z blachami pośrednimi (rys. 4.8).

W tym przypadku jedna z okładzin ciernych jest sztywno przynitowana do tarczy nośnej. Do odwrotnej strony tarczy nituje się faliste blaszane segmenty sprężyste. Do nich są mocowane okładziny cierne od strony tarczy dociskowej.



Rys. 4.8
Tarcza sprzęgła ze sprężynowaniem z blachami pośrednimi do samochodu ciężarowego (Źródło: firma LuK)

Wadą takiego rozwiązania jest większy moment bezwładności tarczy, ale cechuje ją znaczna trwałość także przy dużych obciążeniach.

4.4. Tłumik drgań skrętnych

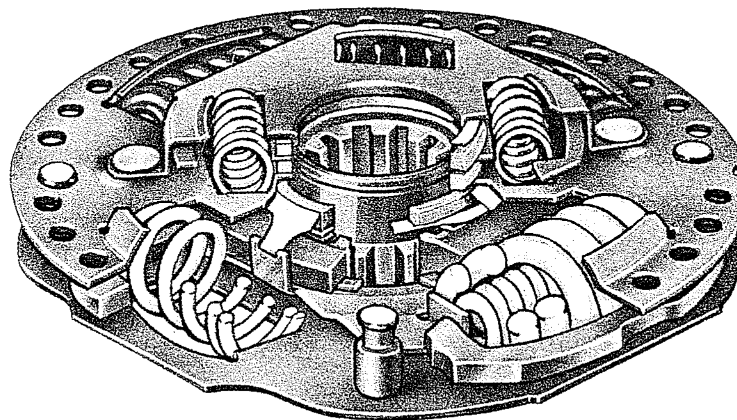
4.4.1. Wiadomości ogólne

W przeciwieństwie do silników elektrycznych albo turbin, silniki spalinowe nie wytwarzają równomiernego momentu obrotowego. Przyspieszanie, opóźnianie i zmiana kierunku ruchu tłoków powodują nieustanne zmiany prędkości kątowej wału korbowego, co z kolei skutkuje drganiami w układzie napędowym. Bez podjęcia odpowiednich kroków drgania te przenoszą się poprzez wał korbowy, koło zamachowe, sprzęgło i wałek sprzęgłowy do skrzynki biegów. Powstają odgłosy klekotania w wyniku uderzenia o siebie zębów kół zębatych.

Hałas ten nie powstaje tylko na skutek nierównomiernej pracy silnika. Zależy on także od luzów międzyzębnych, wykonania i ułożyskowania wału korbowego, lepkości stosowanego oleju przekładniowego. Coraz większa liczba współpracujących par kół zębatych oraz coraz mniejsze masy bezwładności w coraz lżejszych współczesnych samochodach wzmacniają niepożądane hałasy w układzie napędowym.

W celu zapobieżenia swobodnemu przenoszeniu się drgań skrętnych z silnika na skrzynkę biegów, wyposażono tarczę sprzęgła w tłumik drgań skrętnych (rys. 4.9). Jego zadaniem jest wyizolowanie drgań. Tłumik składa się z elementów skrętnych i ciernych.

Elementy skrętne to tarcza zabierakowa i przeciwtarcza oraz liczne dociskowe sprężyny śrubowe, umieszczone w wycięciach (oknach) obudowy tarcz. Pozwalają one na skręt piasty w kierunku obwodowym do maksymalnie $\pm 18°$. Sprężyny są przy tym



Rys. 4.9
Tłumik drgań skrętnych z osobnym tłumikiem wstępnym do samochodu osobowego (Źródło: firma LuK)

napinane i zwalniane. Zmieniając wielkość okien i sprężyn można osiągnąć różne charakterystyki tłumienia drgań. Zastosowanie wielu sprężyn o różnych sztywnościach pozwala na uzyskanie wielostopniowej, progresywnej charakterystyki (patrz punkt 5.4).

Elementy cierne nie dopuszczają do rozkołysania tłumika drgań skrętnych. Osiąga się to przez umieszczenie między obydwiema tarczami kołnierza piasty. W najprostszym przypadku tarcia stali o stal nie ma zbyt wielkiego efektu tłumienia, natomiast istnieje niebezpieczeństwo korozyjnego zespolenia powierzchni trących.

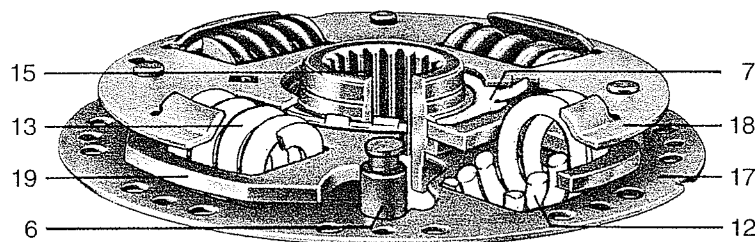
Zastosowanie pierścieni trących z tworzywa sztucznego albo materiałów organicznych pozwala na uzyskanie wymaganego współczynnika tarcia. Małe tarcze sprężyste dociskają do siebie elementy trące i zapewniają wykorzystanie całej powierzchni tarcia.

4.4.2. Dwustopniowy tłumik drgań z prostym elementem ciernym

W dwustopniowym tłumiku drgań skrętnych pokazanym na rys. 4.10 metal trze o metal. Niezbędny docisk powierzchni trących zapewnia sprężyna talerzowa (7).

Kołnierz piasty (19) jest umieszczony między tarczą zabierakową (17) a przeciwtarczą (18). W oknach kołnierza są rozparte po dwie sprężyny tłumika głównego pierwszego (12) i drugiego (13) stopnia.

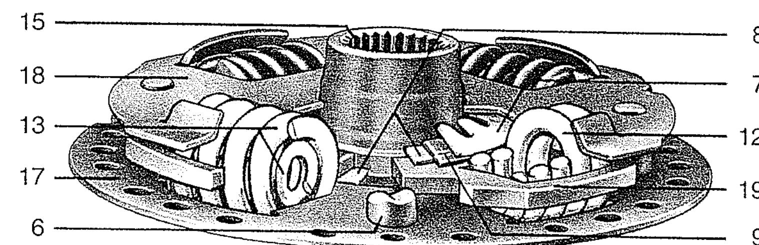
Największy możliwy skręt kołnierza (19) z piastą (15) w stosunku do tarczy zabierakowej i przeciwtarczy wynosi 18°. Na większy skręt, w przypadku przeciążenia, nie pozwala trzpień ograniczający (6).



Rys. 4.10
Dwustopniowy tłumik drgań skrętnych z metalowym pierścieniem trącym (Źródło: firma LuK)
6 – trzpień ograniczający, 7 – tarcza sprężysta, 12 – sprężyna tłumika głównego 1. stopień, 13 – sprężyna tłumika głównego 2. stopień, 14 – piasta, 17 – tarcza zabierakowa, 18 – przeciwtarcza, 19 – kołnierz piasty

4.4.3. Dwustopniowy tłumik drgań z pierścieniami ciernymi

W odróżnieniu do przedstawionego na rysunku 4.10 tłumika z prostym elementem ciernym, to wykonanie (rys. 4.11) ma dwa pierścienie cierne (8). Mogą one być wykonane z materiałów organicznych (duży współczynnik tarcia, duże zużycie) albo z tworzywa sztucznego (mniejszy współczynnik tarcia i duża odporność na ścieranie).



Rys. 4.11
Dwustopniowy tłumik drgań skrętnych z pierścieniami ciernymi (Źródło: firma LuK)
6 – trzpień ograniczający, 7 – tarcza sprężysta, 8 – pierścień cierny, 9 – pierścień oporowy, 12 – sprężyna tłumika głównego 1. stopień, 13 – sprężyna tłumika głównego 2. stopień, 15 – piasta, 18 – przeciwtarcza, 19 – kołnierz piasty

Równomierne tarcie uzyskuje się dzięki naciskowi tarczy sprężystej (7) z pierścieniem oporowym (9).

Drugi stopień tłumienia składa się z kombinacji dwóch sprężyn śrubowych (13) o stromej charakterystyce.

4.4.4. Dwustopniowy tłumik drgań z osobnym tłumikiem wstępnym

Dalszym, konstrukcyjnie skomplikowanym krokiem do wyizolowania drgań skrętnych jest tłumik drgań z osobnym tłumikiem wstępnym. Na rysunku 4.12 pokazano zależny od wartości kąta skrętu, trzystopniowy mechanizm cierny z dwustopniowym tłumikiem głównym i dwustopniowym, osobnym tłumikiem wstępnym.

Pierwszy (10) i drugi (11) stopień tłumika wstępnego to sprężyny o bardzo małej sztywności. Ich rola ogranicza się do zakresu biegu jałowego silnika. Od określonego kąta skrętu kołnierza (24) wobec przeciwtarczy (25) tłumika wstępnego włączają się sprężyny (12 i 13) pierwszego i drugiego stopnia tłumika głównego.

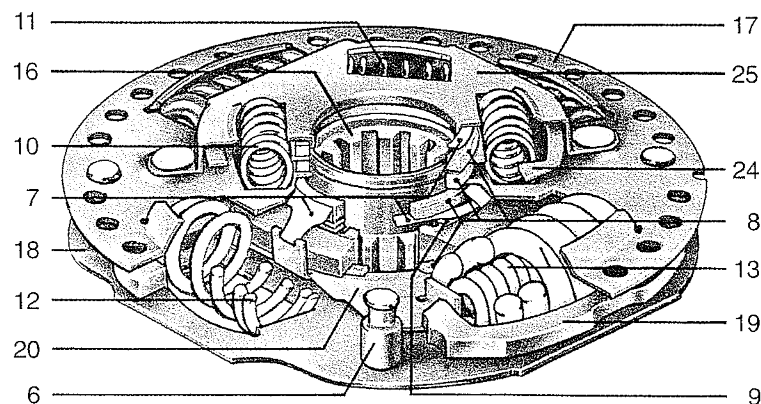
W zależności od wartości kąta skrętu aktywowane są trzy pierścienie cierne. Tarcza sprężysta (7) zapewnia odpowiednią efektywność tarcia.

4.4.5. Dwustopniowy tłumik drgań ze zintegrowanym tłumikiem wstępnym i zmiennym tarciem

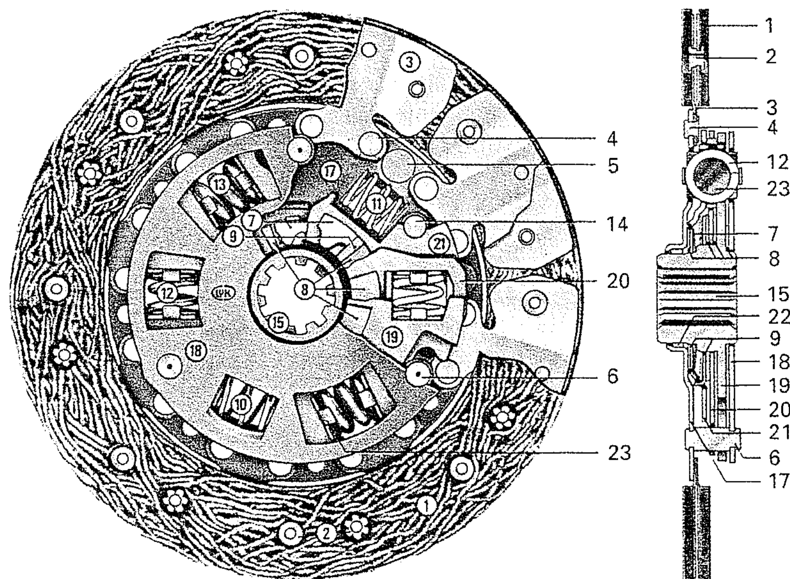
W tym rozwiązaniu nie ma odrębnego tłumika wstępnego. Pozwala to na zmniejszenie wymiarów układu (rys. 4.13).

Sprężyny tłumienia wstępnego (10 i 11) działają na pierwszym i drugim stopniu tłumienia wstępnego. Sprężyny tłumika głównego pierwszego (12) i drugiego (13) stopnia tłumienia mają większą sztywność i są aktywowane dopiero od określonego kąta skrętu.

Robocza tarcza cierna (20) włącza się przy określonych wartościach kąta skrętu, pozwalając na uzyskanie zróżnicowanych efektów tarcia.



Rys. 4.12
Dwustopniowy tłumik drgań z osobnym tłumikiem wstępnym i pierścieniami ciernymi (Źródło: firma LuK)
6 – trzpień ograniczający, 7 – tarcza sprężysta, 8 – pierścień cierny, 10 – sprężyna tłumika wstępnego 1. stopień, 11 – sprężyna tłumika wstępnego 2. stopień, 12 – sprężyna tłumika głównego 1. stopień, 13 – sprężyna tłumika głównego 2. stopień, 16 – piasta wewnętrzna, 17 – tarcza zabierakowa, 18 – przeciwtarcza, 19 – kołnierz piasty, 20 – robocza tarcza cierna, 24 – kołnierz tłumika wstępnego, 25 – przeciwtarcza tłumika wstępnego



Rys. 4.13
Dwustopniowy tłumik drgań ze zintegrowanym tłumikiem wstępnym i zmiennym tarciem (Źródło: firma LuK)
5 – nit wyrównoważający, 6 – trzpień ograniczający, 7 – tarcza sprężysta, 8 – pierścień cierny, 9 – tarcza oporowa, 10 – sprężyna tłumika wstępnego 1. stopień, 11 – sprężyna tłumika wstępnego 2. stopień, 12 – sprężyna tłumika głównego 1. stopień, 13 – sprężyna tłumika głównego 2. stopień, 14 – nit dystansowy, 15 – piasta, 18 – przeciwtarcza, 19 – kołnierz piasty, 20 – robocza tarcza cierna, 21 – tarcza piasty, 23 – uchwyt sprężyny

4.5. Piasty i ich profile

Piasta tarczy sprzęgła (rys. 4.14) jest elementem łączącym z wałkiem sprzęgłowym, a tym samym jest elementem łańcucha przeniesienia momentu obrotowego na skrzynkę biegów.

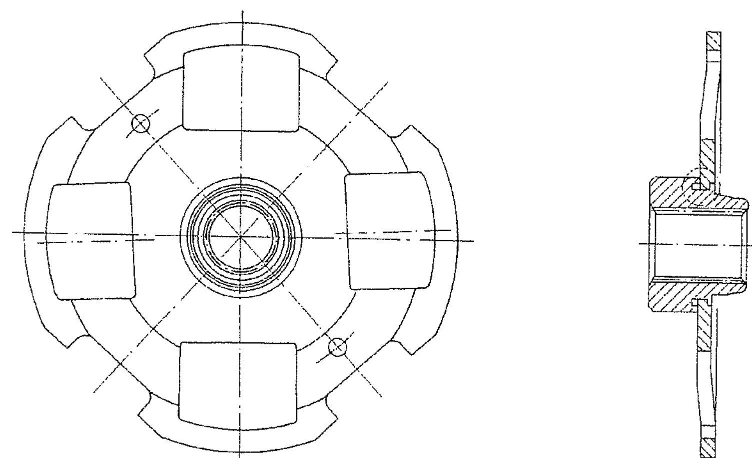
Piasty są przeważnie produkowane z C45, czyli materiału miększego niż stal wałka sprzęgłowego. Dzięki temu znacznie droższy wałek sprzęgłowy podlega mniejszemu zużyciu i bardzo rzadko (a raczej nigdy) nie jest wymieniany z powodu zużycia profilu.

Obróbka albo ulepszanie powierzchni polega na jej fosfatyzacji, chemicznym niklowaniu, azotowaniu gazowym albo hartowaniu indukcyjnym.

Do smarowania piasty można używać małych ilości smaru łożyskowego na gorąco. Mało musi być rozumiane dosłownie, gdyż nawet niewielki nadmiar smaru może być wypchnięty na wykładziny cierne i spowodować poślizg sprzęgła. Dlatego przy montażu sprzęgła należy piastę z nasmarowanym profilem nasunąć na wałek sprzęgłowy i z powrotem zdjąć. Wypchnięty na czoło piasty nadmiar smaru trzeba usunąć.

Nie jest wskazane stosowanie smarów z udziałem składników z ciał stałych (np. pasty miedziowej). Taki smar może stężeć pod wpływem temperatury, a jego stałe składniki ulec „zapieczeniu". W efekcie piasta, a tym samym cała tarcza sprzęgła nie będą się swobodnie przesuwać na wałku sprzęgłowym. Spowoduje to szarpanie sprzęgła, a nawet problemy z jego wyłączaniem.

Z uwagi na dobre właściwości poślizgowe, piasty z profilem niklowanym chemicznie nie muszą być wcale smarowane. Rozpoznaje się je po bardzo błyszczącej powierzchni. Nie sposób ich pomylić z piastami o profilu azotowanym gazowo, który jest koloru matowego srebra.

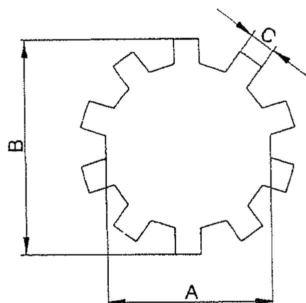


Rys. 4.14
Piasta tarczy sprzęgła z kołnierzem (Źródło: firma LuK)

Profile piast

Wewnątrz piasty jest nacinany wymagany profil. Rozróżnia się profile delikatne i zgrubne. Profil delikatny z racji większej liczby zębów daje lepszy obraz nośny. Jego wadą jest niebezpieczeństwo niedokładnego nasunięcia piasty na wałek sprzęgłowy; uszkodzone fragmenty uzębienia piasty utrudniają przesuw tarczy sprzęgła na wałku sprzęgłowym i negatywnie wpływają na pracę sprzęgła.

Określając profil piasty podaje się jej średnicę w milimetrach na wierzchołkach zębów **A**, średnicę w milimetrach u podstawy zębów **B** oraz liczbę zębów **C** (rys. 4.15).



Rys. 4.15
Wymiary do określenia profilu piasty

Przykład

26,5 × 28,7 26 z

Średnica na wierzchołkach zębów – 26,5 mm

Średnica u podstawy zębów – 28,7 mm

Liczba zębów – 26

Często profil piast jest określany w calach. Do przeliczenia na system metryczny służy poniższa tablica.

Tablica 4.1

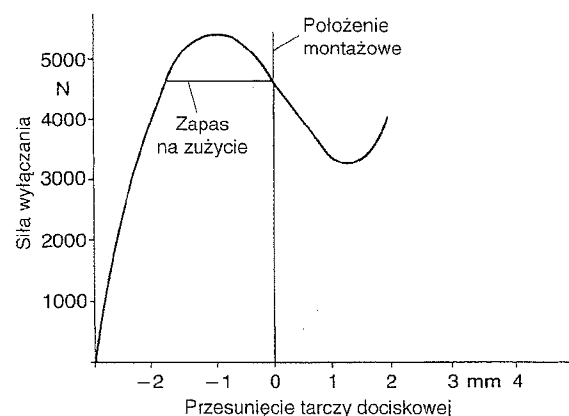
Typ	∅ A mm	∅ B mm	C mm
3/4″ × 10 zębów	15,545 15,418	19,405 19,151	2,972 2,921
7/8″ × 10 zębów	18,135 17,983	22,580 22,326	3,480 3,430
15/16″ × 10 zębów	19,456 19,202	24,130 23,876	3,750 3,700
1″ × 10 zębów	20,701 20,548	25,755 25,501	3,962 3,912
1 1/8″ × 10 zębów	23,317 23,114	28,930 28,676	4,470 4,420
1 1/4″ × 10 zębów	25,908 25,704	32,105 31,851	4,953 4,903

cd. tab. 4.1

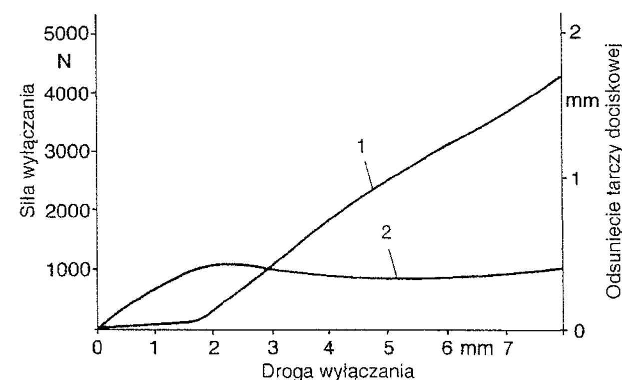
Typ	∅ A mm	∅ B mm	C mm
1 3/8″ × 10 zębów	28,850 28,650	35,280 35,120	5,461 5,411
1 1/2″ × 10 zębów	31,089 30,836	38,455 38,201	5,943 5,893
1 5/8″ × 10 zębów	33,655 33,401	41,630 41,376	6,452 6,402
1 3/4″ × 10 zębów	38,811 38,937	44,805 44,551	6,934 6,884
2″ × 10 zębów	41,341 41,046	51,155 50,901	7,899 7,849

5. Charakterystyki sprzęgieł

Do ustalenia, czy źródłem nieprawidłowej pracy sprzęgła jest tarcza dociskowa, czy tarcza sprzęgła nie wystarczą już optyczne oględziny. Jeżeli w wyniku oględzin nie można rozpoznać usterki, należy elementy składowe sprzęgła poddać pomiarom sprawdzającym.



Rys. 5.1
Wykres siły wyłączania sprzęgła ze sprężyną talerzową
(Źródło: firma LuK)



Rys. 5.2
Połączony wykres odsunięcia tarczy dociskowej (krzywa 1) i siły wyłączania sprzęgła (krzywa 2)
(Źródło: firma LuK)

Przedstawione na rysunkach 5.1 i 5.2 wykresy służą zarówno na etapie konstruowania, kontroli jakości, jak też diagnozowania i są jednoznaczną podstawą do oceny pracy tarczy dociskowej i tarczy sprzęgła.

Trzy krzywe: siły wyłączającej, drogi przesuwu tarczy i siły docisku charakteryzują tarczę dociskową. Dla tarczy sprzęgła wystarczają dwie charakterystyki: sprężynowania okładzin ciernych i tłumika drgań skrętnych.

5.1. Wykres siły docisku

Analiza wykresu siły docisku pozwala na stwierdzenie, czy sprzęgło wytwarza dostateczną siłę nacisku, żeby moment obrotowy silnika w sposób pewny był przekazywany na skrzynkę biegów. O ile wykres siły docisku sprzęgła ze sprężynami śrubowymi przebiega liniowo, o tyle sprężyna talerzowa ma własną, odrębną charakterystykę, co zresztą jest jej zaletą.

Całkiem nowa tarcza sprzęgła, czyli z okładzinami ciernymi o pełnej grubości, znajduje się w położeniu montażowym (punkt pracy). Na wykresie 5.1 widać, że wraz ze zużywaniem się okładzin siła docisku sprężyny talerzowej zwiększa się do największej wartości, a następnie dość gwałtownie się zmniejsza.

Droga, nazwana zapasem na zużycie, odpowiada dopuszczalnemu zużyciu okładzin ciernych.

Zapas na zużycie i wykres siły docisku są tak zharmonizowane, żeby po przekroczeniu dopuszczalnego zużycia okładzin ciernych wystąpiły objawy poślizgu sprzęgła. Ma to sygnalizować użytkownikowi pojazdu, że musi udać się do warsztatu, aby naprawić sprzęgło. W tym momencie grubość okładzin jest jeszcze wystarczająca, aby chronić główki nitów mocujących. Powierzchnia partnera tarcia nie będzie więc uszkodzona; nie grozi jeszcze kosztowne obrabianie powierzchni trącej koła zamachowego albo jego wymiana.

5.2. Wykres odsuwania tarczy dociskowej

Na podstawie wykresu odsuwania tarczy (rys. 5.2) można jednoznacznie ocenić, czy tarcza odsuwa się w sposób prawidłowy. Przy kłopotach z wyłączaniem sprzęgła analiza wykresu pozwala ocenić, czy źródłem usterki jest tarcza dociskowa.

Tarcza dociskowa odsuwa się pod naciskiem sprężyn płytkowych. W normalnych warunkach, przy drodze wyłączania równej 8 mm, sprężyny te muszą odsunąć tarczę dociskową o 2 mm, żeby zapewnić wyłączenie sprzęgła. Przez pierwsze 2 mm drogi wyłączania nie następuje odsunięcie tarczy dociskowej. W tym czasie musi nastąpić przegięcie listków i zostać pokonana elastyczność oprawy. Przy dalszym wyłączaniu odsuwanie jest proporcjonalne do siły wyłączania.

Odsuwanie tarczy dociskowej jest mierzone czujnikami w trzech punktach. W idealnym przypadku powinna powstać jedna krzywa odsuwania. W praktyce na wykresie pojawiają się trzy krzywe, równoległe wobec siebie, informujące o stopniu przekoszenia tarczy dociskowej. W dopuszczalnych granicach przekoszenie to jest tolerowane.

5.3. Wykres siły wyłączania

Wartość siły koniecznej do wyłączenia sprzęgła można odczytać z wykresu siły wyłączania. Wartość ta na początku zwiększa się podobnie, jak na wykresie siły docisku, aby następnie łagodnie się zmniejszyć.

Wraz ze zwiększeniem docisku w miarę zużywania się okładzin ciernych, wzrasta też wartość siły koniecznej do wyłączenia sprzęgła.

Stosunek sił docisku i wyłączania wynosi około 4:1. Aby wyłączyć sprzęgło z siłą docisku 5000 N, trzeba zatem przyłożyć do łożyska wyciskowego siłę 1250 N. Siła nacisku na pedał sprzęgła jest zależna od stosunku przełożeń i wynosi około 90 N.

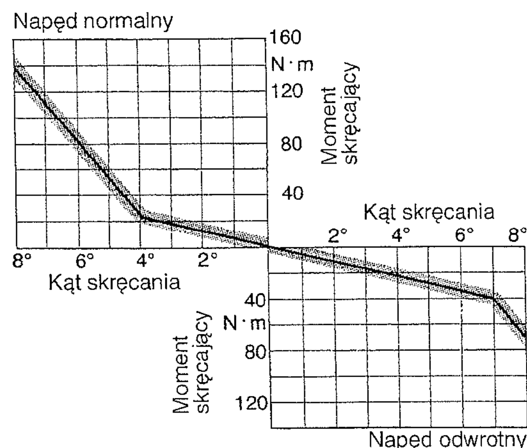
5.4. Charakterystyka tłumika drgań skrętnych

Jak już napisano w rozdziale 3, zadaniem tłumika drgań skrętnych jest odfiltrowanie i niedopuszczenie do przeniesienia na skrzynkę biegów drgań wywołanych nierównomierną pracą silnika.

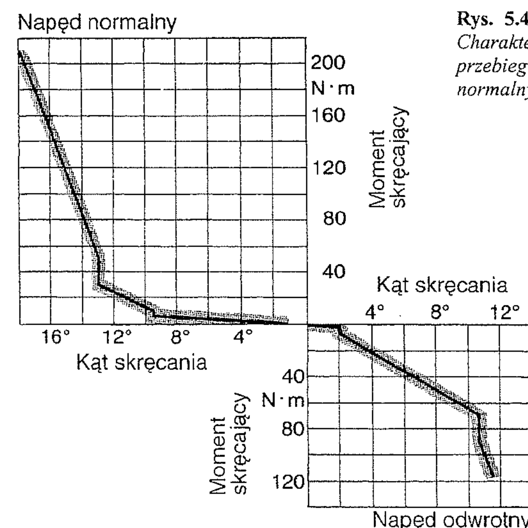
Dopasowanie tłumika drgań skrętnych do konkretnego typu samochodu nie jest możliwe na drodze wyłącznie teoretycznej. Co prawda symulacje przebiegu drgań i programy obliczeniowe pomagają w określeniu podstawowych „zarysów" charakterystyki tłumienia drgań, ale dokładne dopasowanie tłumika do danego samochodu jest możliwe tylko metodą wielu praktycznych prób z udziałem różnych tłumików.

Jest zatem zrozumiałe, że optycznie tak samo wyglądające tarcze sprzęgła, o takich samych wymiarach nie zawsze można stosować wymiennie. Użycie tłumika drgań skrętnych o nieodpowiedniej charakterystyce może prowadzić do odgłosów klekotania i huczenia lub wręcz do całkowitego uszkodzenia tłumika.

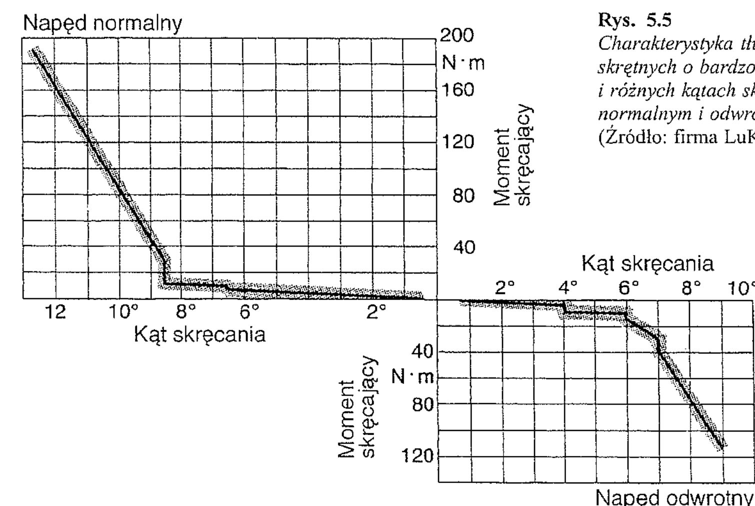
Przedstawione na rysunkach 5.3 do 5.5 charakterystyki odnoszą się do kilku z wielu możliwych wariantów. Widać na nich, że przebieg charakterystyki nie jest symetryczny w zakresie napędu normalnego (od silnika) i odwrotnego (hamowanie silnikiem).



Rys. 5.3
Charakterystyka jednostopniowego tłumika drgań skrętnych (Źródło: firma LuK)



Rys. 5.4
Charakterystyka tłumika drgań skrętnych o płaskim przebiegu i różnych kątach skrętu przy napędzie normalnym i odwrotnym (Źródło: firma LuK)



Rys. 5.5
Charakterystyka tłumika drgań skrętnych o bardzo płaskim przebiegu i różnych kątach skrętu przy napędzie normalnym i odwrotnym (Źródło: firma LuK)

Także największy moment skręcający, dokładnie dobrany do danego typu samochodu (maksymalny moment obrotowy, masa pojazdu, rodzaj napędu) ma różne wartości. Aby nie dopuścić do uderzania kołnierza piasty o trzpień ograniczający, moment skręcający musi być zawsze większy od momentu obrotowego silnika.

Płaski przebieg charakterystyki wokół punktu zerowego informuje o zastosowaniu tarczy sprzęgła ze wstępnym tłumikiem drgań skrętnych. Takie rozwiązania są preferowane dla silników o zapłonie samoczynnym. Zapobiegają one klekotaniu skrzynki biegów w zakresie prędkości obrotowych biegu jałowego silnika.

Szare powierzchnie na rysunkach, wzdłuż krzywej charakterystyki oznaczają histerezę tarcia. Odzwierciedla ona ciepło, powstające w wyniku pracy tarcia podczas skręcania. Dokładna analiza wykresu wykazuje, że przy pomiarach w czasie napędu normalnego (naprężanie tłumika drgań) jest wykazywany większy moment obrotowy, aniżeli przy zwalnianiu (rozprężaniu tłumika). Ta różnica wartości momentu obrotowego jest określana jako histereza tarcia, a połowa tej różnicy jako tłumienie cierne.

5.5. Charakterystyka sprężynowania okładzin ciernych

Charakterystyka sprężynowania okładzin (rys. 5.6) odzwierciedla elastyczność osiową między obydwoma okładzinami ciernymi. Siła sprężystości segmentów sprężystych jest skierowana odwrotnie do siły nacisku sprężyny talerzowej. Podczas włączania sprzęgła okładziny stopniowo układają się na powierzchniach partnerów tarcia. Dzięki temu jest możliwe miękkie, bez szarpnięć włączanie sprzęgła i ruszanie z miejsca.



Rys. 5.6
Charakterystyka sprężynowania w funkcji siły docisku i ugięcia sprężyn okładzin

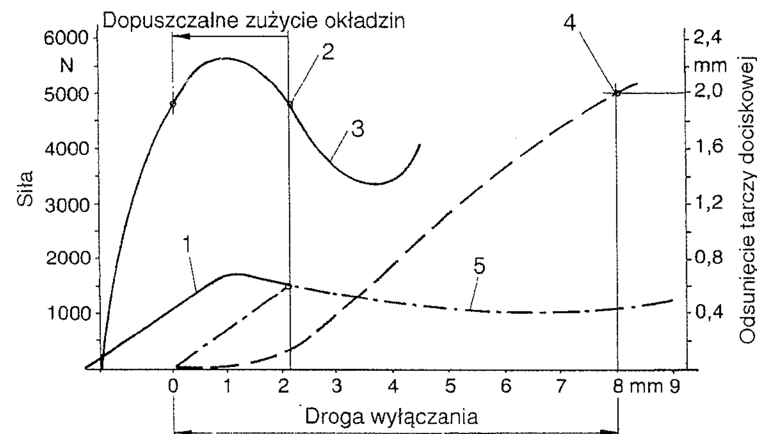
Wraz ze wzrostem wartości siły docisku okładziny cierne z segmentami sprężystymi są coraz silniej dociskane, aż do całkowitego przezwyciężenia siły sprężystości i zblokowania segmentów. W takim stanie sprzęgło jest całkowicie zamknięte siłą tarcia, nie ślizga się, a różnica prędkości obrotowych silnika i skrzynki biegów jest równa zero.

5.6. Wykresy sił

Charakterystyka sprzęgła (rys. 5.7) zawiera w sobie wszystkie charakterystyki odnoszące się do tarczy dociskowej.

Na odciętej jest naniesiona droga wyciskania, to jest droga przesuwu łożyska wyciskowego przy wyłączaniu sprzęgła; wynosi ona 8 mm.

W celu lepszego zilustrowania przyrostu wartości siły wyłączającej przy zużytych okładzinach ciernych, jej wykres przesunięto w lewą stronę. Lewa rzędna pokazuje wartości sił docisku i wyłączania. Wartości te są w podziałce co 1000 N.

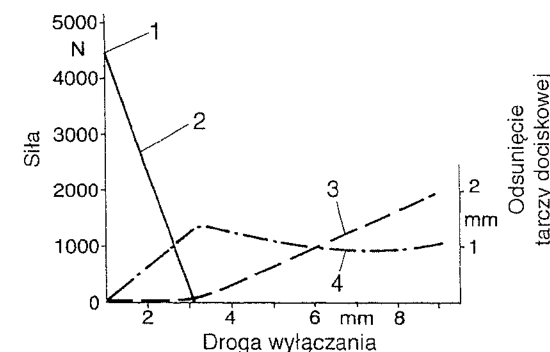


Rys. 5.7
Pełna charakterystyka sprzęgła z przebiegiem sił docisku i wyłączania oraz odsunięcia tarczy dociskowej
(Źródło: firma LuK)
1 – siła wyłączania przy zużytych okładzinach, 2 – punkt pracy nowego sprzęgła, 3 – siła docisku, 4 – droga odsuwania tarczy dociskowej, 5 – siła wyłączania nowego sprzęgła

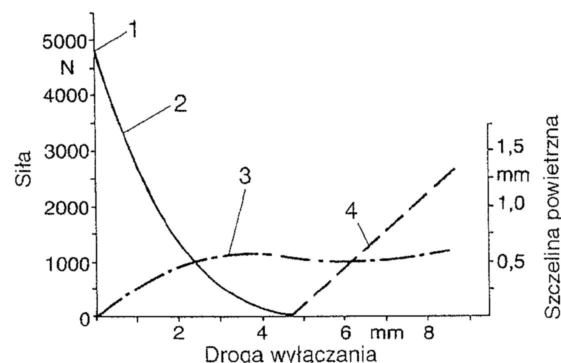
Drogę odsuwania tarczy dociskowej w milimetrach można odczytać na prawej rzędnej.

Z pokazanej charakterystyki sprzęgła można odczytać:
wartość siły docisku w punkcie pracy – 4750 N;
największą wartość siły docisku – 5600 N;
dopuszczalne zużycie okładzin ciernych (zapas na zużycie) – 2,0 mm;
wartość siły wyłączania nowego sprzęgła – 1500 N;
największą wartość siły wyłączania – 1800 N;
odsunięcie tarczy dociskowej przy drodze wyciskania 8 mm – 2,0 mm.

Obydwa wykresy (rysunki 5.8 i 5.9) ilustrują wpływ sprężynowania okładzin na charakterystykę sprzęgła. Na wykresie bez sprężynowania (rys. 5.8) widać, że wartość



Rys. 5.8
Charakterystyka sprzęgła bez sprężynowania okładzin
(Źródło: firma LuK)
1 – punkt pracy, 2 – efektywna siła docisku tarczy dociskowej, 3 – odsuwanie tarczy dociskowej, 4 – siła wyłączająca



Rys. 5.9
Charakterystyka sprzęgła ze sprężynowaniem okładzin
(Źródło: firma LuK)
1 – punkt pracy,
2 – siła docisku = siła sprężyn,
3 – siła wyłączania,
4 – szczelina powietrzna

efektywnej siły docisku tarczy dociskowej podczas wyłączania sprzęgła zmniejsza się liniowo i stosunkowo stromo, a podczas włączania sprzęgła zwiększa się tak samo stromo i gwałtownie.

Charakterystyka sprzęgła ze sprężynowaniem okładzin (rys. 5.9) pokazuje, że będąca do dyspozycji część drogi wyciskania, podczas której zmniejsza się wartość siły docisku, jest prawie dwukrotnie większa.

Podczas włączania sprzęgła siła docisku zwiększa się stosunkowo łagodnie, gdyż najpierw musi zostać pokonany opór segmentów sprężystych okładzin ciernych. Dzięki łagodnej charakterystyce nie ma już wyraźnie zarysowanego wierzchołka na wykresie siły wyłączania.

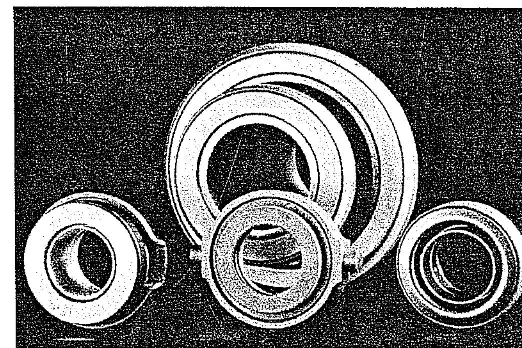
6. Łożysko wyciskowe

6.1. Wiadomości ogólne

Połączenie między tarczą dociskową sprzęgła wirującą z prędkością obrotową silnika a nieruchomym mechanizmem wyciskowym tworzy łożysko wyciskowe (rys. 6.1).

Powierzchnia styku czoła łożyska wyciskowego z listkami sprężyny talerzowej jest miejscem przerywania łańcucha przeniesienia napędu z silnika na skrzynkę biegów.

W celu przeniesienia siły docisku z nieruchomego mechanizmu wyciskowego na wirującą tarczę dociskową, łożysko wyciskowe jest obecnie wyposażone w łożysko kulkowe o małych stratach tarcia. Chociaż łożysko wyciskowe jest poddane niemal wyłącznie obciążeniom osiowym, stosuje się specjalne skośne łożyska kulkowe albo łożyska z wysokim kołnierzem. Upraszcza to budowę łożyska wyciskowego i umożliwia zatrzymanie materiału smarnego, bez potrzeby jego uzupełniania.



Rys. 6.1
Różne konstrukcje łożysk wyciskowych: prowadzonych centralnie, uchylnych i samocentrujących z płaską albo obłą powierzchnią czołową
(Źródło: firma LuK)

Łożysko wyciskowe z wirującym pierścieniem wewnętrznym cechuje mniejsza prędkość obwodowa kulek. Siła odśrodkowa nie powoduje wyciskania smaru z łożyska, dzięki zastosowaniu nieruchomego pierścienia zewnętrznego, a masa przyspieszana podczas cyklów pracy sprzęgła jest dzięki temu mniejsza. To z kolei dobrze wpływa na proces zużycia listków sprężyny talerzowej. W starszych samochodach łożysko wyciskowe było wykonane jako pierścień grafitowy z blaszaną albo żeliwną obudową.

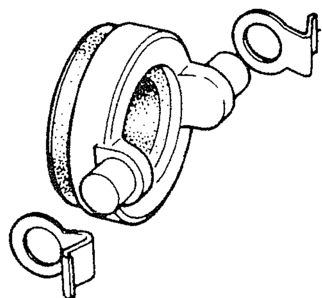
Po naciśnięciu pedału sprzęgła (w wersji ze sprężynami śrubowymi) pierścień przesuwał się w kierunku elementu dociskającego, montowanego na dźwigienkach wyłączających.

Z powodu niewielkiego dopuszczalnego nacisku na pierścień grafitowy, stosowanie tego rozwiązania było bardzo ograniczone. Z punktu widzenia budowy i działania zespołu wyciskowego rozróżnia się łożyska wyciskowe uchylne i łożyska prowadzone centralnie.

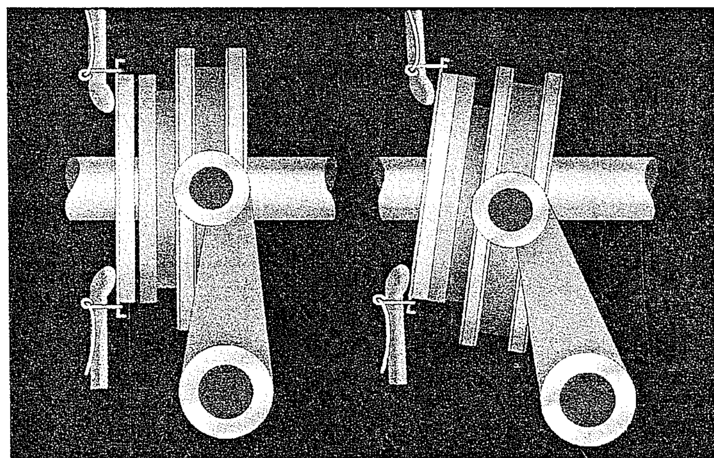
6.2. Łożysko wyciskowe uchylne

W tym rozwiązaniu, przestarzałym już w odniesieniu do samochodów osobowych (rys. 6.2 i 6.3), łożysko wyciskowe jest wychylane w kierunku elementu dociskającego za pomocą widełek dociskowych. Na skutek ruchów uchylnych prawie zawsze następują przesunięcia środka łożyska wobec osi sprzęgła. Z tego powodu na sprzęgło działają duże siły promieniowe, powodujące duże zużycie na styku łożyska wyciskowego i elementu dociskowego. Używane tu często pierścienie grafitowe mają stosunkowo niewielką trwałość.

Wraz ze zwiększającym się promieniowym przesunięciem osi łożyska wyciskowego wobec osi sprzęgła łożysko ustawia się coraz bardziej skośnie, co powoduje nierównomierne wyłączanie sprzęgła i może prowadzić do jego szarpania albo hałasowania.



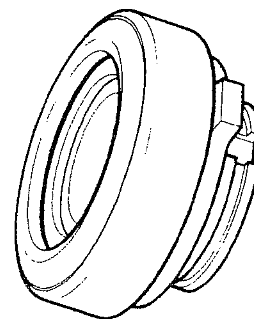
Rys. 6.2
Łożysko wyciskowe uchylne z klamrami ustalającymi widełki wyciskowe



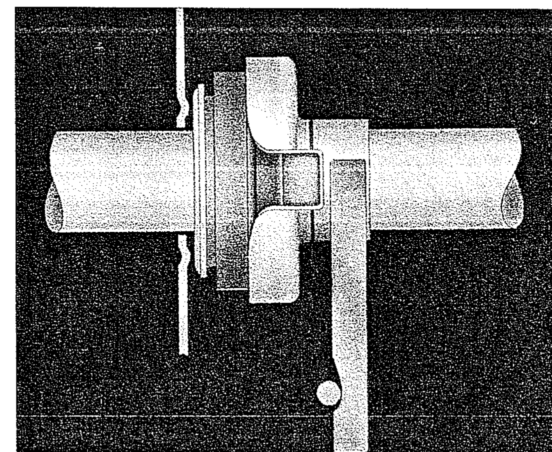
Rys. 6.3
Łożysko wyciskowe uchylne z elementem dociskającym (Źródło: firma LuK)

6.3. Łożysko wyciskowe prowadzone centralnie

Problemy z łożyskiem wyciskowym uchylnym doprowadziły do opracowania łożyska prowadzonego centralnie (rys. 6.4 i 6.5). W tym rozwiązaniu łożysko przesuwa się po osi sprzęgła na tulei prowadzącej zintegrowanej ze skrzynką biegów albo przymocowanej do jej kołnierza.



Rys. 6.4
Łożysko wyciskowe prowadzone centralnie



Rys. 6.5
Pozycjonowanie łożyska wyciskowego prowadzonego centralnie z tuleją prowadzącą (Źródło: firma LuK)

Z uwagi na centryczne usytuowanie łożyska, przesunięcie jego środka jest minimalne. Niewielkie jest też zużycie listków sprężyny talerzowej. Listki są dodatkowo hartowane, w celu zminimalizowania ich ścierania. Można było także zrezygnować z elementu dociskowego.

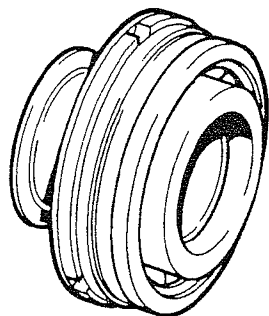
Bardzo istotne jest dobranie par materiałów obudowy łożyska wyciskowego i tulei prowadzącej. Wcześniej powszechnie stosowana kombinacja metalowej obudowy i metalowej tulei jest coraz częściej zastępowana obudową z tworzywa sztucznego i hartowaną powierzchniowo tuleją. Zaletą takiego rozwiązania jest lepsze ślizganie się łożyska po tulei, a także możliwość zrezygnowania ze smarowania. Para metal – metal musiała być starannie smarowana odpowiednim materiałem smarnym.

6.4. Łożysko wyciskowe samośrodkujące

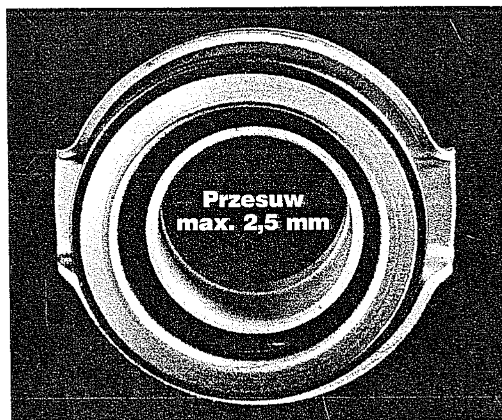
Postęp techniczny w budowie samochodów doprowadził do skonstruowania obracającego się łożyska wyciskowego. Na skutek dopuszczalnych tolerancji wykonania zawsze występowało niewielkie przesunięcie osi wału korbowego i wałka sprzęgłowego, a tym samym osi sprzęgła i łożyska wyciskowego, co powodowało zwiększone zużycie listków sprężyny talerzowej.

Samośrodkujące łożysko wyciskowe (rys. 6.6 i 6.7) kompensuje ewentualne przesunięcie osi, minimalizując zużycie elementów sprzęgła.

Łożysko może się przesuwać promieniowo do 2,5 mm i środkuje się samoczynnie do osi wirującego sprzęgła dzięki możliwości przesuwania się łożyska kulkowego wewnątrz obudowy łożyska wyciskowego.



Rys. 6.6
Łożysko samośrodkujące
(Źródło: firma LuK)



Rys. 6.7
Łożysko samośrodkujące z promieniowo przesuwną powierzchnią czołową (Źródło: firma LuK)

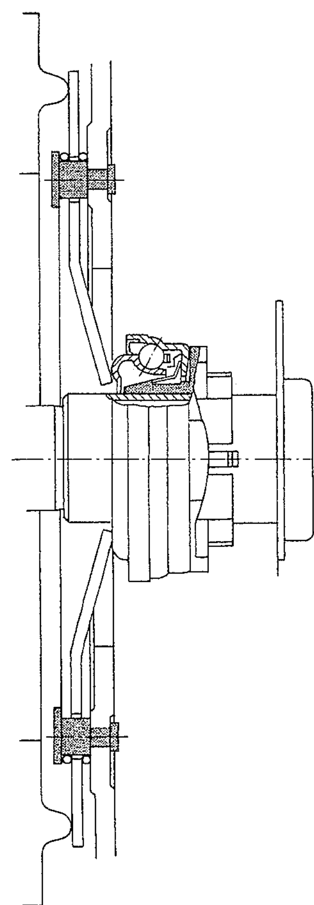
Aby łożysko nie musiało się każdorazowo na nowo ustawiać, po wstrząsie wywołanym np. wpadnięciem samochodu w wyrwę w jezdni, jest ono utrzymywane w pierwotnej pozycji siłą tarcia. Siła niezbędna do promieniowego przesunięcia łożyska wynosi 40÷80 N.

6.5. Powierzchnie czołowe łożyska wyciskowego

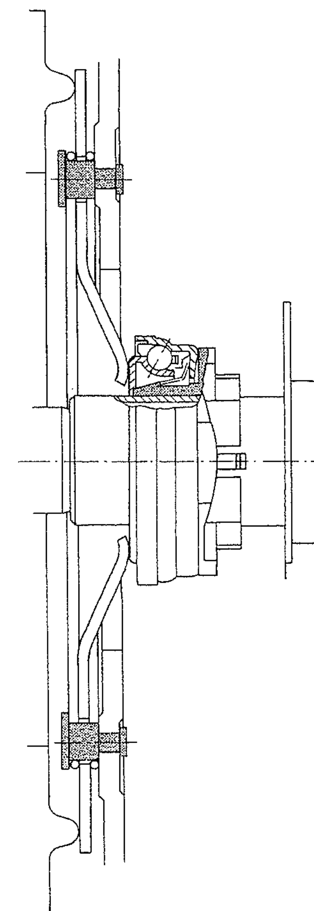
Powierzchnia czołowa łożyska wyciskowego może być płaska albo obła. Pierwsze rozwiązanie ma tę zaletę, że wynikające z tolerancji wykonawczych przesunięcie osi sprężyny talerzowej może być w znacznym stopniu wyrównane. Zbyt duże przesunięcie powoduje zwiększone zużycie i hałas.

Łożyska wyciskowe z **obłą powierzchnią czołową** (rys. 6.8) mogą współpracować z tarczami dociskowymi ze sprężynami talerzowymi o prostych końcach listków.

Łożyska wyciskowe z **płaską powierzchnią czołową** (rys. 6.9) mogą z kolei współpracować tylko ze sprężynami talerzowymi o zagiętych listkach.



Rys. 6.8
Połączenie łożyska wyciskowego z obłą powierzchnią czołową ze sprężyną talerzową o prostych listkach
(Źródło: INA)



Rys. 6.9
Połączenie łożyska wyciskowego z płaską powierzchnią czołową ze sprężyną talerzową o zagiętych listkach
(Źródło: INA)

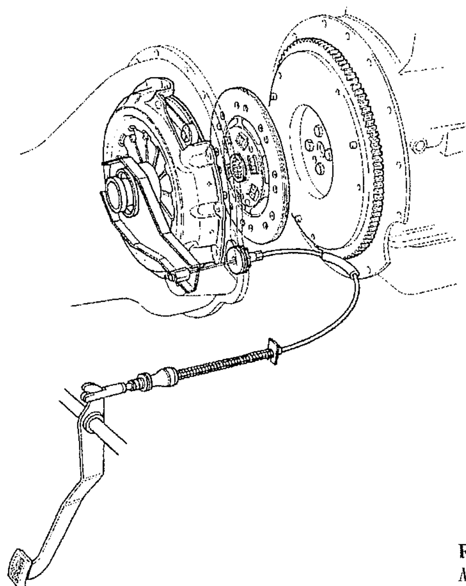
7. Układy sterowania sprzęgieł

Sprzęgła mogą być sterowane na wiele sposobów. W ciągu ponad 100-letniej historii rozwoju motoryzacji opracowano układy sterowania sprzęgieł mechaniczne, hydrauliczne, elektropneumatyczne, elektrohydrauliczne oraz automatyczne.

We współczesnych samochodach najczęściej są stosowane mechaniczne i hydrauliczne układy sterowania. Zostaną one szczegółowo objaśnione w tym rozdziale. Automatyczne sterowanie sprzęgieł omówiono w podrozdziale 8.3.

7.1. Mechaniczne sterowanie i automatyczna regulacja sprzęgła

Dość powszechnie stosowanym i najtańszym rozwiązaniem jest mechaniczne przeniesienie siły nacisku stopy na pedał sprzęgła na łożysko wyciskowe (rys. 7.1).



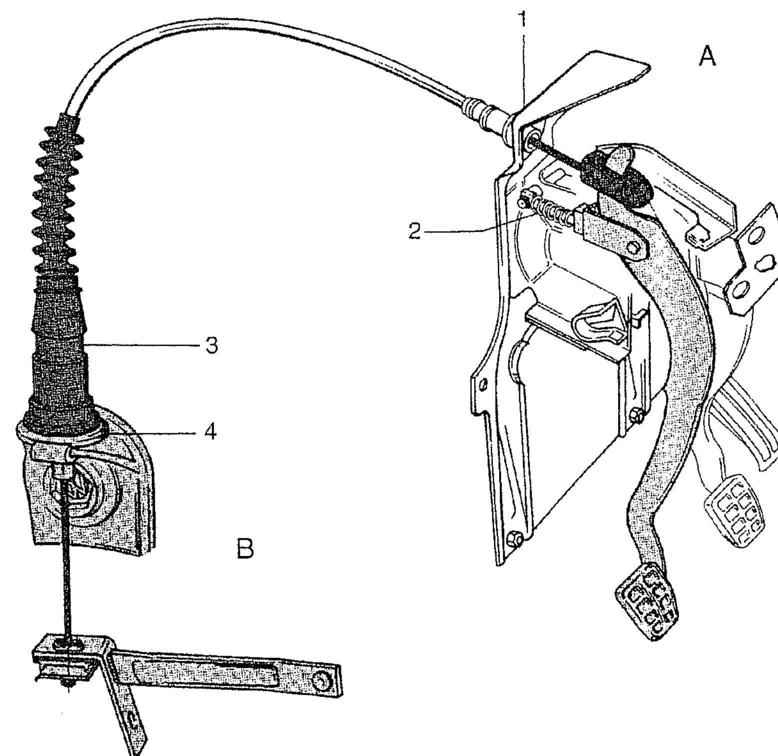
Rys. 7.1
Mechaniczne sterowanie sprzęgła za pomocą cięgna

Elementem przeniesienia siły może być cięgno albo drążek, przy czym cięgno jest stosowane zdecydowanie częściej. W przypadku bezpośredniego przenoszenia sił za pomocą cięgna, niezbędna siła nacisku na pedał sprzęgła wynika z wartości przełożeń na pedale i na widełkach wyłączających (patrz punkt 2.6).

Automatyczna regulacja sprzęgła

Coraz większe przebiegi między zalecanymi przeglądami serwisowymi spowodowały konieczność automatycznej regulacji cięgna sprzęgła. Opracowano wiele rozwiązań. Wszystkie mają ten sam cel. Mechanizm automatycznej regulacji w samochodach Volkswagen przedstawiono na rysunkach 7.2 i 7.3.

Zużycie okładzin ciernych powoduje, że listki sprężyny talerzowej inaczej się ustawiają i koniec linki cięgna musi się przesunąć względem końca osłony. Efekt względnego wydłużenia linki osiąga się dzięki skróceniu osłony w mechanizmie regulacji.



Rys. 7.2
Automatyczna regulacja cięgna sprzęgła w samochodach VW. Automatyczny nastawnik jest zamontowany na końcu cięgna od strony sprzęgła (Źródło: VW)
1 – mocowanie cięgna na końcu A, 2 – sprężyna, 3 – automatyczny nastawnik, 4 – mocowanie cięgna na końcu B

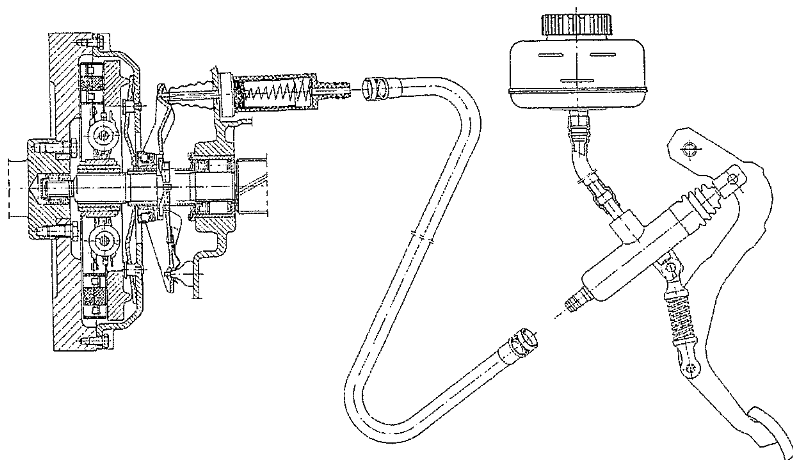
7.2. Hydrauliczne sterowanie sprzęgła

W porównaniu ze sterowaniem mechanicznym, hydrauliczne sterowanie sprzęgła ma zdecydowane zalety, szczególnie z punktu widzenia komfortu jazdy.

Niezbędna siła nacisku na pedał, lub siła wyłączania, jest przenoszona na widełki wyłączające za pośrednictwem pompy i wyprzęgnika sprzęgła (porównaj p. 2.6).

Istotna przewaga układu hydraulicznego sterowania (rys. 7.3) wyraża się w możliwości pokonywania znacznych odległości między pedałem sprzęgła a łożyskiem wyciskowym bez strat przekazu (np. w autobusach albo w samochodach o tylnym napędzie). Ponadto wzajemne przemieszczanie się nadwozia i elementów układu napędowego w wyniku ich drgań nie ma wpływu na mechanizm wyciskowy. Możliwość korzystnego poprowadzenia przewodów hydraulicznych w nadwoziu, także po ciasnych łukach, należy również zaliczyć do zalet.

Duża sprawność, niewielkie wymagania obsługowe, brak luzów oraz wariantowość rozwiązań w odniesieniu do wartości przełożeń w zespole wyłączania to dalsze argumenty na rzecz hydraulicznego sterowania sprzęgła.

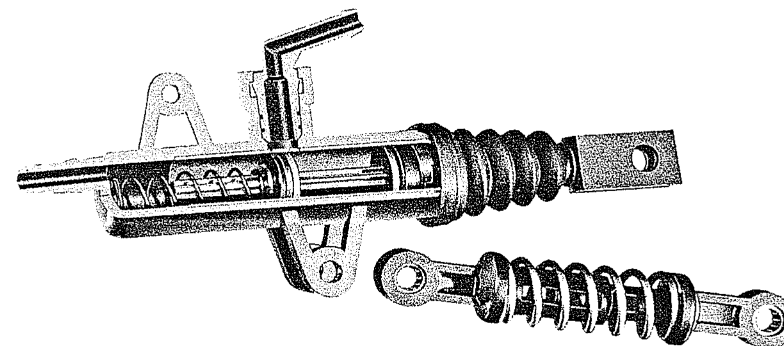


Rys. 7.3
Zespół hydraulicznego sterowania sprzęgła z pompą, wyprzęgnikim, przewodami hydraulicznymi i zbiornikiem wyrównawczym (Źródło: INA)

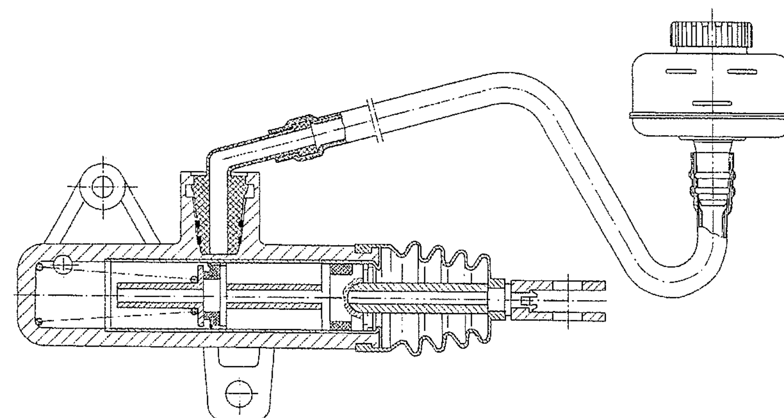
7.2.1. Pompa sprzęgła ze zbiornikiem wyrównawczym

Pompa w zespole hydraulicznego sterowania sprzęgła (rys. 7.4 i 7.5) pełni podobną rolę, jak pompa w hydraulicznym układzie hamulcowym i dlatego nie musi być szczegółowo omawiana. W przeciwieństwie do pompy hamulcowej pompa sprzęgła nie musi być wyposażona w zawór dwukierunkowy.

Zbiornik wyrównawczy może stanowić całość z pompą sprzęgła albo mogą być one połączone przewodem hydraulicznym. Zbiornik jest zawsze montowany powyżej pompy. Giętki albo sztywny przewód hydrauliczny powinien mieć możliwie dużą średnicę (8 do 9 mm).



Rys. 7.4
Pompa sprzęgła (Źródło: INA)

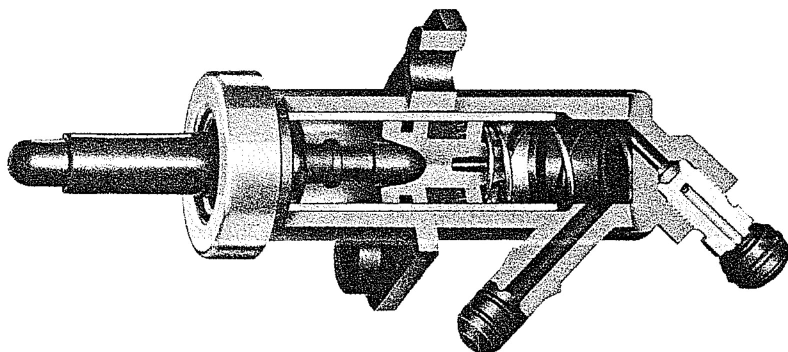


Rys. 7.5
Pompa sprzęgła ze zbiornikiem wyrównawczym (Źródło: INA)

7.2.2. Wyprzęgnik sprzęgła

Zadaniem wyprzęgnika (rys. 7.6) jest przeniesienie na widełki wyłączające ciśnienia hydraulicznego wytworzonego w pompie w wyniku nacisku na pedał sprzęgła. Wyprzęgnik musi być tak usytuowany, żeby jego obudowa mogła przejąć siłę wyłączania i żeby nie była poddawana wyboczeniom i naprężeniom.

Wyprzęgnik nie może być poddawany wysokim temperaturom, które nie powinny przekraczać 70÷100°C. W razie osiągania wartości granicznych należy zastosować specjalne osłony. Wysoka temperatura bardzo zmniejsza trwałość elementów gumowych.



Rys. 7.6
Wyprzęgnik sprzęgła firmy INA (Źródło: INA)

W wyprzęgnikach z możliwością regulacji wymagany przez producenta luz jest ustawiany poprzez obrócenie zaopatrzonego w wewnętrzny gwint tłoka, połączonego z popychaczem.

W układach sterowania bez luzów roboczych nie ma możliwości regulacji wyprzęgnika. W takim przypadku zużycie okładzin ciernych tarczy sprzęgła jest kompensowane samoczynnie przez sprężynę śrubową wewnątrz wyprzęgnika.

W celu sprawdzenia działania i szczelności elementów hydraulicznego sterowania sprzęgła należy całkowicie wcisnąć i przytrzymać pedał sprzęgła.
Po sprawdzeniu szczelności unieść samochód na tyle, żeby koła napędowe obracały się swobodnie, a następnie uruchomić silnik i włączyć bieg, nie zwalniając pedału.
Jeżeli w ciągu ok. 3 minut sprzęgło zaczyna się włączać, a koła obracać, to wystąpiła usterka w zespole hydraulicznego sterowania sprzęgła. Należy wówczas dokładnie sprawdzić wszystkie jego elementy składowe.

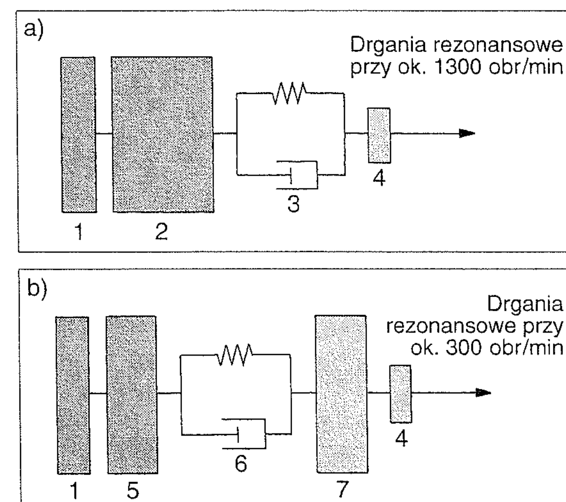
8. Rozwiązania specjalne

8.1. Dwumasowe koło zamachowe

We współczesnych samochodach obserwuje się narastanie źródeł niepożądanych hałasów. Nie ma już ich naturalnego tłumienia przez blok silnika i obudowę skrzynki biegów, wykonywane poprzednio z żeliwa. Hałasy, nad którymi kiedyś można było przejść do porządku dziennego, potęguje zmniejszanie masy samochodu, optymalizacja kształtów nadwozia w tunelu aerodynamicznym, stosowanie olejów o małej lepkości, pięciobiegowych skrzynek biegów i silników niskoobrotowych.

Nierównomierna praca silnika, wynikająca z cyklicznych zapłonów mieszanki w poszczególnych cylindrach, powoduje drgania w układzie napędowym, wywołujące drżenie nadwozia i klekotanie w skrzynce biegów, które denerwują prowadzącego samochód i pasażerów. Do drgań rezonansowych dochodzi najczęściej w zakresie biegu jałowego i w nieco wyższym zakresie pracy silnika.

Schematyczne przedstawienie problemu na rysunku 8.1 wskazuje także na jego rozwiązanie.

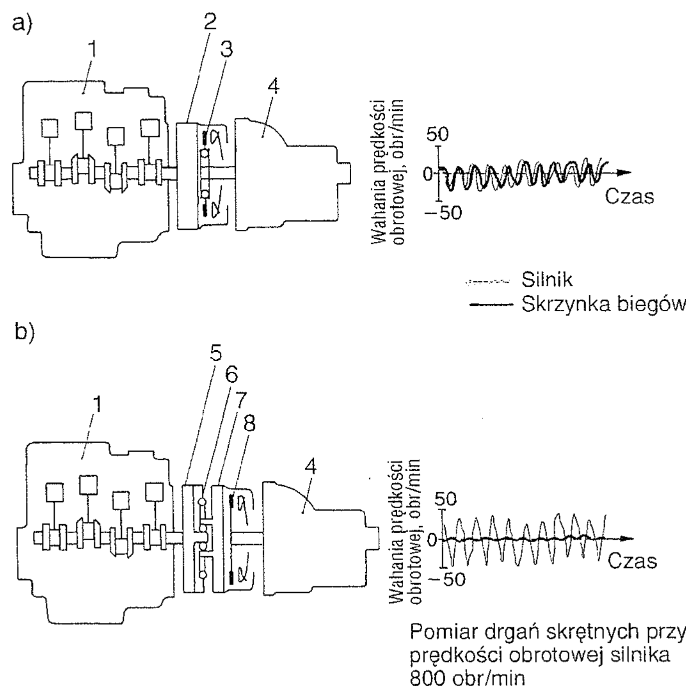


Rys. 8.1
Schemat ideowy rozmieszczenia nośników momentów bezwładności w tradycyjnym rozwiązaniu i z zastosowaniem dwumasowego koła zamachowego – DKZ
(Źródło: firma LuK)
a) dotychczas stosowane rozwiązania, b) dwumasowe koło zamachowe
1 – silnik, 2 – koło zamachowe, sprzęgło, 3 – tłumik drgań skrętnych tarczy sprzęgła, 4 – skrzynka biegów, 5 – masa wirująca pierwsza, 6 – tłumik drgań skrętnych DKZ, 7 – masa wirująca druga, tarcza sprzęgła, sprzęgło

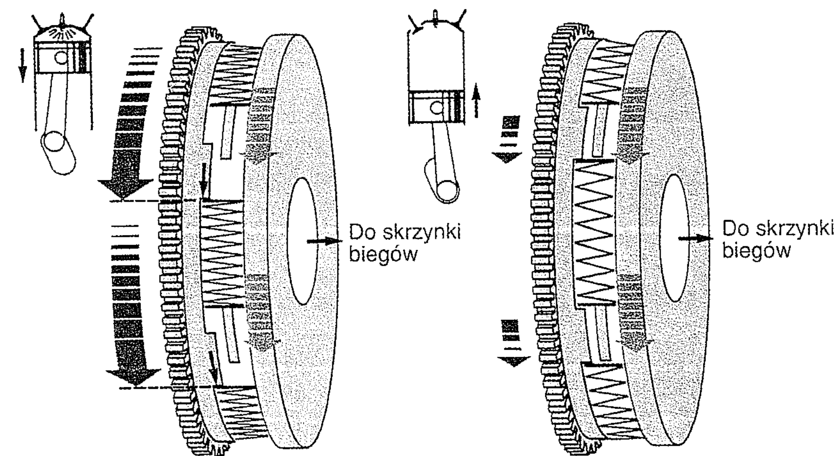
Stosunek momentów bezwładności silnika i skrzynki biegów w tradycyjnych konstrukcjach sprzęgieł sprawia, że wychodzące z silnika drgania w zakresie prędkości obrotowej ok. 1300 obr/min są przenoszone prawie bez filtrowania na skrzynkę biegów. Ponieważ drgania rezonansowe powstają w tym zakresie prędkości obrotowej, dochodzi do uderzeń zębów kół zębatych i powstawania odgłosów klekotania i wycia.

Poprzez zmianę stosunku momentów bezwładności za pomocą dwumasowego koła zamachowego zakres drgań rezonansowych zostaje przesunięty poniżej prędkości obrotowej biegu jałowego, czyli poza zakres prędkości obrotowych pracy silnika. Praktyczna realizacja tego rozwiązania polega na rozdzieleniu konwencjonalnego koła zamachowego i umieszczeniu tłumika drgań skrętnych tarczy sprzęgła między obydwiema częściami koła zamachowego.

Schemat praktycznego rozwiązania problemu przedstawiono na rysunku 8.2. O ile przy tradycyjnym rozmieszczeniu poszczególnych elementów układu momenty bezwładności silnika, koła zamachowego i sprzęgła są niewspółmiernie duże w stosunku



Rys. 8.2
Praktyczne rozwiązanie pomysłu dwumasowego koła zamachowego i jego wpływu na charakterystykę drgań (Źródło: firma LuK)
a) sprzęgło tradycyjne, b) dwumasowe koło zamachowe
1 – silnik, 2 – koło zamachowe ze sprzęgłem, 3 – tarcza sprzęgła z tłumikiem drgań skrętnych, 4 – skrzynka biegów, 5 – masa wirująca pierwsza, 6 – tłumik drgań skrętnych, 7 – masa wirująca druga ze sprzęgłem, 8 – sztywna tarcza sprzęgła



Rys. 8.3
Wyrównanie wywołanych przez silnik drgań za pomocą dwumasowego koła zamachowego
(Źródło: firma LuK)

do momentu bezwładności skrzynki biegów, o tyle stosując dwumasowe koło zamachowe uzyskano niemal całkowitą równowagę.

Izolacja drgań wywołanych nierównomierną pracą silnika na skutek cyklicznego zapłonu mieszanki następuje za pomocą zestawu sprężyn i tłumika drgań dwumasowego koła zamachowego (rys. 8.3).

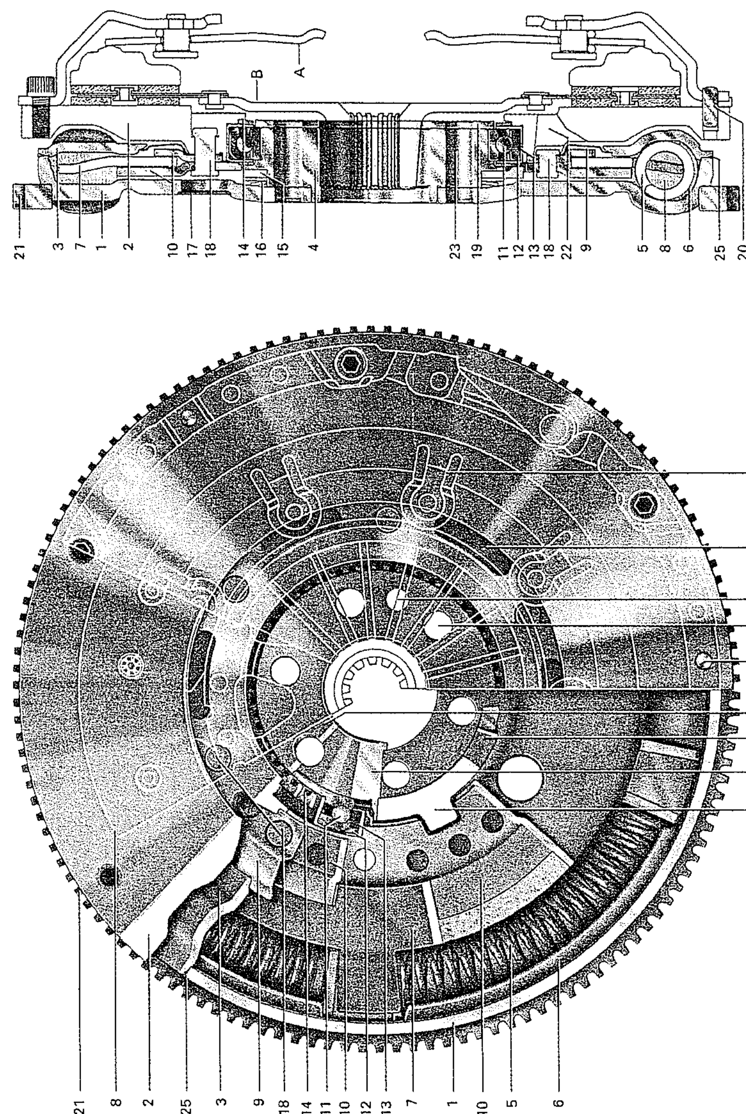
Wywołane przez silnik drgania są absorbowane przez pierwsze koło zamachowe z zespołem sprężyn tłumiących. Wszystkie następujące po nim elementy układu napędowego: drugie koło zamachowe, tarcza dociskowa, skrzynka biegów, pracują już znacznie spokojniej.

Najnowsze konstrukcje tłumików dwumasowych kół zamachowych pracują przy kątach skrętu do 60° (dla porównania: tłumik drgań skrętnych w tarczy sprzęgła – najwyżej do 18°). Praktyczną realizację w samochodzie przedstawiono na rys. 8.4. Dzięki rozdzieleniu tradycyjnego koła zamachowego na dwie części powstało pierwsze przyporządkowane silnikowi koło zamachowe z rozruchowym wieńcem zębatym (1) oraz drugie koło zamachowe, ze szczeliną wentylacyjną (22) do odprowadzania ciepła. Drugie koło zamachowe zwiększa moment bezwładności układu po stronie skrzynki biegów.

Dzięki sprężynom umieszczonym między obydwoma kołami zamachowymi oraz zwykłemu łożysku kulkowemu (11) jest możliwe skręcanie kół względem siebie.

Szczelność zapewnia okrągły pierścień gumowy oraz pokrywa uszczelniająco-izolująca (13).

Między dwoma zespawanymi laserowo (25) na zewnętrznych krawędziach elementami blaszanymi (1, 3) jest przestrzeń na smar (8), w której są umieszczone wygięte w łuk sprężyny śrubowe (5); szczelność zapewnia przepona (9).



Rys. 8.4
Budowa dwumasowego koła zamachowego firmy LuK (Źródło: firma LuK)
1 – pierwsze koło zamachowe tworzące osłonę tłumika drgań, 2 – drugie koło zamachowe z powierzchnią cierną, 3 – pokrywa należąca do pierwszego koła zamachowego, 4 – piasta, 5 – łukowo wygięta sprężyna śrubowa, 6 – prowadnica sprężyny, 7 – kołnierz i sprężyna talerzowa, 8 – miejsce na smar, 9 – przepona uszczelniająca, 10 – pierścienie cierno-osadcze, 11 – łożysko kulkowe, 12 – gumowy pierścień uszczelniający, 13 – pokrywa uszczelniająco-izolująca, 14 – główna sprężyna talerzowa, 15 – robocza tarcza cierna, 16 – sprężyna talerzowa i pierścienie osadcze, 17 – pokrywa blaszana, 18 – nit, 19 – tarcza, 20 – sworzeń środkujący, 21 – zębaty wieniec rozruchowy, 22 – szczelina wentylacyjna, 23 – otwór mocujący, 24 – otwór ustalający, 25 – spaw laserowy; A – sprzęgło ze sprężyną talerzową ze sprężystymi wieszakami, B – sztywna tarcza sprzęgła

Kołnierz (7) pracujący jak sprężyna talerzowa wchodzi swoimi występami na zewnętrznej krawędzi między sprężyny śrubowe (5), a wewnętrzną krawędzią między przynitowane od zewnętrznej strony pierścienie cierno-osadcze (10).

Siła sprężyny talerzowej jest tak dobrana, żeby moment tarcia zdecydowanie przewyższał maksymalny moment obrotowy silnika.

Umocowany pływająco na piaście (4) mechanizm cierny (14 i 15) jest zabierany przez jedną z blach mocujących.

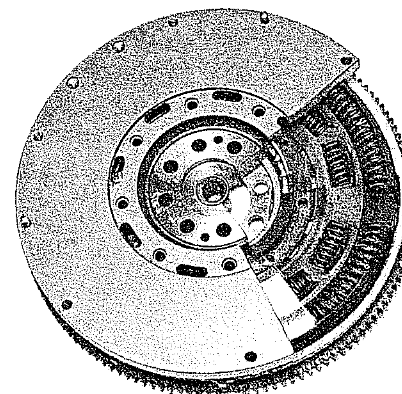
Ponieważ dwumasowe koło zamachowe jest wyposażone w tłumik drgań skrętnych, tarcza sprzęgła (B) jest wykonana jako sztywny element. Zespół dociskowy (A) ze sprężyną talerzową z wieszakami sprężystymi jest osadzony na dwumasowym kole zamachowym za pomocą sworzni środkujących (20).

Dwie inne konstrukcje dwumasowych kół zamachowych pokazano na rysunkach 8.5 i 8.6.

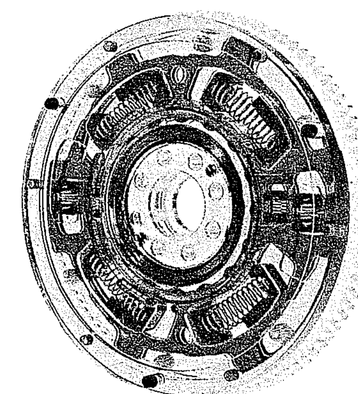
Na rysunku 8.5 przedstawiono dwumasowe koło zamachowe firmy LuK z osobnymi tłumikami drgań wewnętrznym i zewnętrznym, stosowane z silnikami Audi V6. Tłumik zewnętrzny przejmuje głównie skrajne wartości momentu obrotowego, a zadaniem tłumika wewnętrznego jest odizolowanie drgań silnika.

Hydrauliczny tłumik drgań skrętnych „Hydrodampf" firmy Voith jest widoczny na rysunku 8.6. Pomiędzy pierwszym a drugim kołem zamachowym znajdują się komory tłumiące, wypełnione hydraulicznym medium. Tłumienie drgań jest osiągane dzięki zmianie objętości płynu tłumiącego. W praktyce polega to na wypychaniu albo zasysaniu płynu przez szczeliny w komorach w takim stopniu, żeby osiągnąć określone tłumienie.

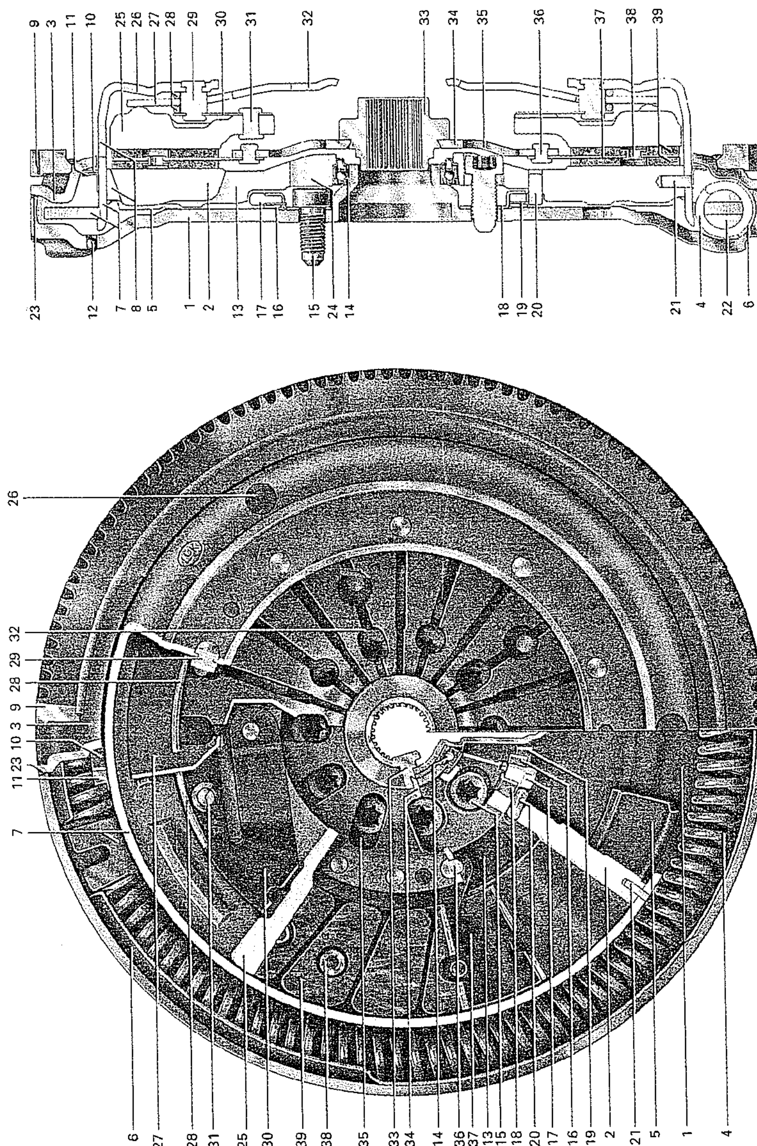
Obniżenie poziomu hałasu nie jest jedyną zaletą zastosowania dwumasowego koła zamachowego. Dzięki zmniejszeniu momentu bezwładności po stronie silnika, zmniejsza się masa synchronizowana po stronie skrzynki biegów, co ułatwia zmianę biegów i zwiększa trwałość synchronizatorów.



Rys. 8.5
Dwumasowe koło zamachowe firmy LuK do silnika Audi V6 (Źródło: firma LuK)



Rys. 8.6
Tłumik drgań skrętnych Hydrodampf firmy Voith do BMW 734 (Źródło: Voith)



Rys. 8.7
Budowa sprzęgła DFC firmy LuK (Źródło: firma LuK)
1 – pierwsze koło zamachowe tworzące osłonę tłumika drgań, 2 – drugie koło zamachowe z powierzchnią cierną, 3 – pokrywa należąca do pierwszego koła, 4 – piasta, 5 – łukowo wygięta sprężyna dociskowa, 6 – prowadnica sprężyny, 7 – kołnierz i sprężyna talerzowa, 8/13/26 – szczeliny wentylacyjne, 9 – zębaty wieniec rozruchowy, 10 – przepona uszczelniająca, 11 – blaszany element osadczy, 12 – kulka, 14 – łożysko kulkowe z osłoną uszczelniającą i izolacyjną, 15 – śruba z wewnętrznym gniazdem sześciokątnym, 16 – sprężyna talerzowa, 17 – robocza tarcza cierna, 18 – tarcza osadcza dla śrub wewnętrznych i roboczej tarczy ciernej, 19 – tarcza osadcza, 20 – trzpień cylindryczny, 21 – kołek napinający, 22 – przestrzeń na smar, 23 – spaw laserowy, 24 – otwór montażowy dla łba śruby i narzędzia, 25 – tarcza dociskowa z powierzchnią cierną, 27 – sprężyna talerzowa, 28 – pierścienie oporowe, 29 – kołek mocujący, 30 – pierścień sprężysty, 31 – nit, 32 i 35 – otwór na przykręcenie śruby, 33 – piasta, 34 – kołnierz piasty, 36 – nit mocujący element sprężysty, 37 – element sprężysty, 38 – nit mocujący okładzinę cierną, 39 – okładzina cierna

Wyeliminowanie hałasu i szarpania w zakresie małych prędkości obrotowych to także mniejsze zużycie paliwa. W samochodach z dwumasowym kołem zamachowym oszczędności dochodzą do 5%.

Ponieważ dwumasowe koło zamachowe jest dostosowane do konkretnego silnika i skrzynki biegów, nie można go zastosować w innym typie samochodu. Dobranie nieodpowiedniego koła spowoduje nie tylko zwiększony hałas, ale też może doprowadzić do jego zniszczenia. Nie można naprawczo obrabiać powierzchni trących, nie należy także dmumasowego koła zamachowego rozkładać na części.

Sprzęgło DFC

Sprzęgło DFC (**D**amped **F**lywheel **C**lutch) firmy LuK (rys. 8.7) jest udoskonaleniem konstrukcji sprzęgła z dwumasowym kołem zamachowym, z myślą o samochodach średniej klasy.

Powszechnie stosowana poprzeczna zabudowa silnika i coraz mniej miejsca w przedziale silnika sprawiły, że w samochodach małych i średniej klasy nie można już zmieścić opisanego wyżej dwumasowego koła zamachowego. Rozwiązanie DFC pozwala na wykorzystanie zalet koła dwumasowego także w mniejszych samochodach.

Dzięki połączeniu w jeden zespół dwumasowego koła zamachowego, tarczy dociskowej i tarczy sprzęgła, na jego zabudowę potrzeba tyle samo miejsca, co dla konwencjonalnego sprzęgła.

Budowa i działanie takiego zespołu są w zasadzie takie same, jak opisano wyżej. Dzięki fabrycznemu połączeniu ww. elementów w jeden zespół udało się go jeszcze lepiej wyrównoważyć, zmniejszyć wysokość listków sprężyny talerzowej, zmniejszyć siłę docisku i zawęzić tolerancję wartości siły wyłączania.

Sprzęgło DFC jest fabrycznie wyposażone w śruby (15) do połączenia z wałem korbowym; montaż sprowadza się do zaledwie kilku ruchów. Nie jest już potrzebne dodatkowe środkowanie tarczy sprzęgła i prostowanie tarczy dociskowej.

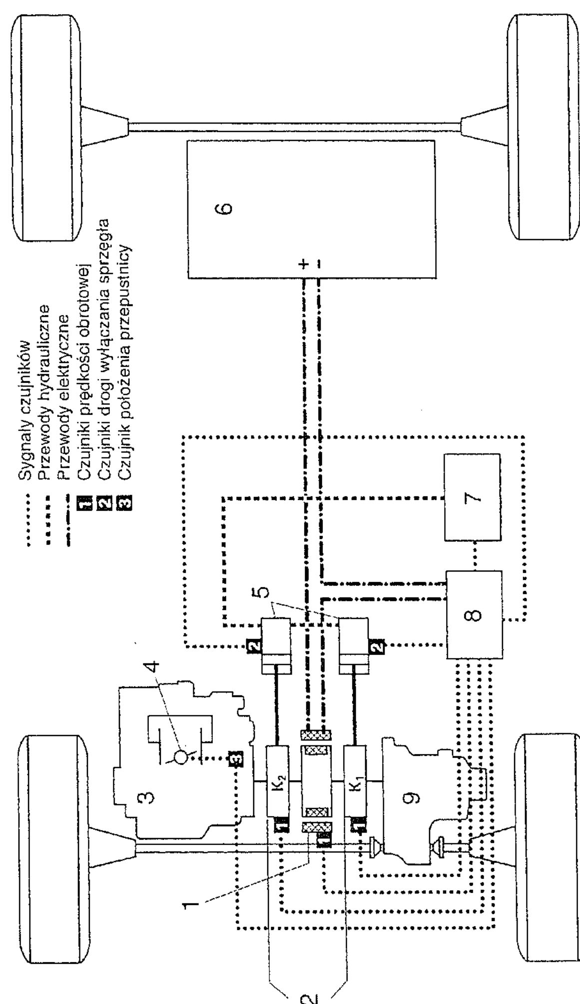
Niewłaściwe dobranie tarczy dociskowej, tarczy sprzęgła i koła zamachowego w przypadku sprzęgła DFC nie może się już zdarzyć.

Obok oczywistych zalet w zakresie komfortu sterowania sprzęgłem, zastosowanie rozwiązania DFC umożliwia oszczędności paliwa od 5 do 15%.

8.2. Sprzęgło z wykorzystaniem masy wirującej

Dążenie do oszczędzania paliwa, zmniejszenia emisji spalin i ograniczenia hałasu doprowadziło do opracowania sprzęgła wykorzystującego masę wirującą (rys. 8.8).

Chodzi tutaj o pomysł wyłączania silnika zawsze, kiedy samochód się zatrzymuje (np. przed sygnalizacją świetlną albo w przypadku napędu odwrotnego – hamowania silnikiem). W takich momentach sprzęgła K1 i K2 zostają wyłączone i silnik wyłączony. Znajdująca się między obydwoma sprzęgłami masa wiruje jeszcze przez dłuższy czas niemal ze stałą prędkością obrotową.



Rys. 8.8
Schemat sprzęgła z wykorzystaniem masy wirującej (Źródło: firma LuK)
1 – koło zamachowe, silnik elektryczny, alternator, 2 – sprzęgła rozłączające, 3 – silnik spalinowy, 4 – przepustnica, 5 – cylindry hydrauliczne, 6 – akumulator, 7 – moduł hydrauliczny, 8 – moduł elektroniczny, 9 – skrzynka biegów

Jeżeli napęd jest znowu potrzebny, silnik uruchamia się błyskawicznie, w sposób niemal niezauważalny dla kierowcy. Taki sposób uruchamiania silnika wymaga znacznie mniej paliwa, aniżeli tradycyjny, za pomocą rozrusznika.

Po osiągnięciu przez silnik wymaganej prędkości obrotowej sprzęgło K1 płynnie się włącza, nie dopuszczając do szarpania silnika.

W celu pierwszego uruchomienia silnika masa wirująca musi osiągnąć prędkość obrotową ponad 1000 obr/min. Służy do tego agregat, składający się z silnika elektrycznego i prądnicy, który jednocześnie pełni rolę rozrusznika i alternatora. Wirnik agregatu jest bezpośrednio połączony ze sprzęgłami K1 i K2. Uruchamianie silnika następuje przez włączenie sprzęgła K2.

Konsekwentne wykorzystanie masy wirującej pozwala na oszczędności paliwa do 10%.

8.3. Elektroniczne sterowanie sprzęgła (EKM/EKS)

W przypadku zastosowania układów EKM/EKS kierowca zmienia biegi jak zwykle, nie musi jednak używać przy tym sprzęgła. W chwili ruszania z miejsca, przełączania biegów i zatrzymywania samochodu sprzęgłem sterują silniki elektryczne. Zwiększony z tego tytułu komfort jazdy jest połączony z przyjemnością samodzielnego decydowania o zmianie biegów.

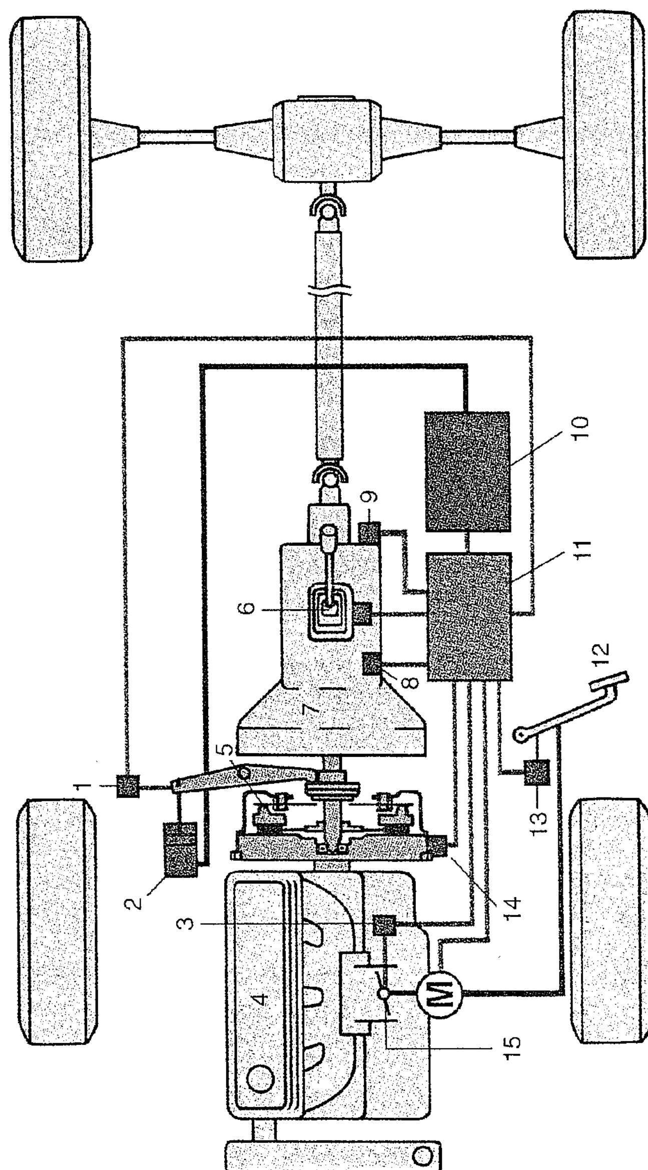
Cechami charakterystycznymi układu sterowania EKM są moduły elektroniczny i hydrauliczny oraz brak pedału sprzęgła. Moduł elektroniczny otrzymuje informacje z czujników: prędkości obrotowej silnika i skrzynki biegów, uchylenia przepustnicy, położenia pedału przyspieszenia, rozpoznania włączonego biegu i zamiaru jego zmiany oraz czujników drogi dla sprzęgieł. Na podstawie sygnałów z modułu elektronicznego, moduł hydrauliczny steruje wyprzęgnikiem sprzęgła.

W celu **ruszenia z miejsca** elektronicznie ustawiana jest pożądana prędkość obrotowa silnika. Moduł hydrauliczny na podstawie danych z czujników włącza sprzęgło tak, żeby zapewnić płynne, bez szarpnięć ruszenie pojazdu z miejsca. Zadławienie silnika jest wykluczone. Zmniejszenie prędkości obrotowej jest natychmiast rekompensowane częściowym wyłączeniem sprzęgła (praca w poślizgu).

W trakcie **zmiany biegów** czujnik rozpoznaje zamiar kierowcy. Sprzęgło zostaje wyłączone za pomocą wyprzęgnika. Czujnik rozpoznaje, że bieg został włączony i sprzęgło włącza się automatycznie. W celu zmiany biegów nie ma potrzeby zdejmowania stopy z pedału przyspieszenia. Inny czujnik rozpoznaje stopień uchylenia przepustnicy, która na czas zmiany biegów zostaje przymknięta, a po zmianie biegu ponownie uchylona.

Krótkotrwałym wyłączaniem sprzęgła układ EKM reaguje na znaczną zmianę obciążenia roboczego, kierujący pojazdem nie musi w tym zakresie nic przedsiębrać.

W czasie normalnej jazdy jest utrzymywana obliczona i sterowana przez program różnica prędkości obrotowych wału korbowego i wałka sprzęgłowego, wynosząca od 10 do 100 obr/min. Do jej zachowania są wykorzystywane dane z czujników prędkości obrotowej silnika i skrzynki biegów. Dzięki niewielkiemu stałemu poślizgowi sprzęgła są kompensowane nierównomierności pracy typowe dla silnika spalinowego. Wynika-



Rys. 8.9
Pierwsza generacja układu elektromagnetycznego sterowania sprzęgła firmy LuK z elementami elektroniki i hydrauliki (Źródło: firma LuK)
1 – czujnik drogi wyłączania sprzęgła, 2 – cylinder hydrauliczny, 3 – czujnik położenia przepustnicy, 4 – silnik, 5 – sprzęgło, 6 – rozpoznanie zamiaru zmiany biegu, 7 – skrzynka biegów, 8 – czujnik prędkości obrotowej skrzynki biegów, 9 – rozpoznanie wybranego biegu, 10 – moduł hydrauliczny, 11 – moduł elektroniczny, 12 – pedał przyspieszenia, 13 – czujnik położenia pedału przyspieszenia, 14 – czujnik prędkości obrotowej silnika, 15 – przepustnica

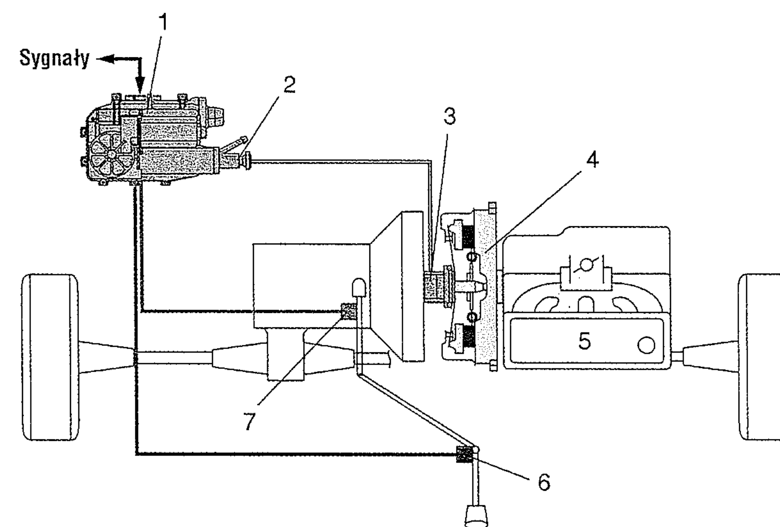
jące z poślizgu straty energii są znikome, a powstające ciepło nie stwarza dodatkowych problemów.

Cechy charakterystyczne i funkcje układu EKM

- ruszanie z miejsca bez użycia pedału sprzęgła,
- bezproblemowe ruszanie pod górę,
- niemożność zadławienia silnika,
- zmiana biegów bez potrzeby wyłączania sprzęgła przez kierowcę,
- zmiana biegów bez zdejmowania nogi z pedału przyspieszenia,
- cicha praca silnika na biegu jałowym,
- eliminacja hałasów w chwili przyspieszania i hamowania silnikiem,
- znaczne wyciszenie odgłosów nadwozia,
- ograniczenie momentu obrotowego,
- brak konieczności reakcji na zmianę obciążenia roboczego,
- pożyteczne uzupełnienie układów ABS i ASR,
- oszczędność energii dzięki funkcji wolnego koła.

W najnowszej generacji układów EKM zastosowano sprzęgła z samoregulacją SAC (**S**elf **A**djusting **C**lutch) i „inteligentne" człony wykonawcze oraz zrezygnowano z czujnika drogi sprzęgła i z czujnika prędkości obrotowej wałka sprzęgłowego (rys. 8.10).

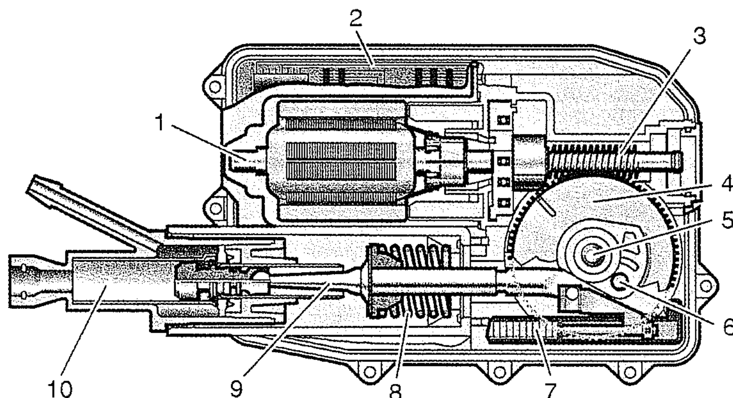
Połączenie sprzęgła SAC z inteligentnym sterowaniem, dysponującym funkcją śledzenia momentu obrotowego, pozwoliło na zastosowanie bardzo małego silnika elek-



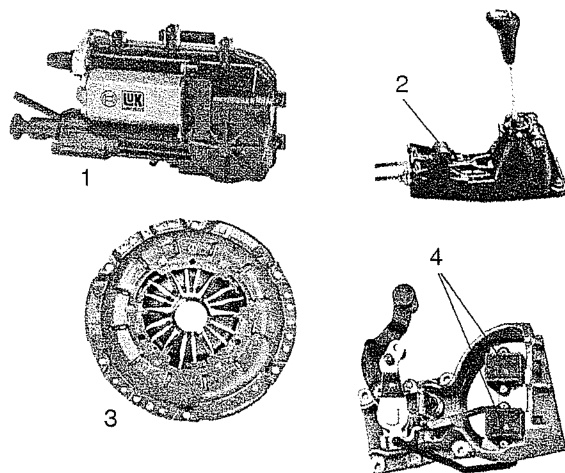
Rys. 8.10
Najnowsza generacja układu elektronicznego sterowania sprzęgła firmy LuK (Źródło: firma LuK)
1 – człon wykonawczy ze zintegrowanym urządzeniem sterującym, 2 – pompa sprzęgła, 3 – wysprzęgnik sprzęgła, 4 – samoregulacyjne sprzęgło SAC, 5 – silnik, 6 – rozpoznanie zamiaru zmiany biegu, 7 – rozpoznanie wybranego biegu

trycznego do napędu nastawnika, który wraz z urządzeniem sterującym tworzą jeden człon wykonawczy (rys. 8.11).

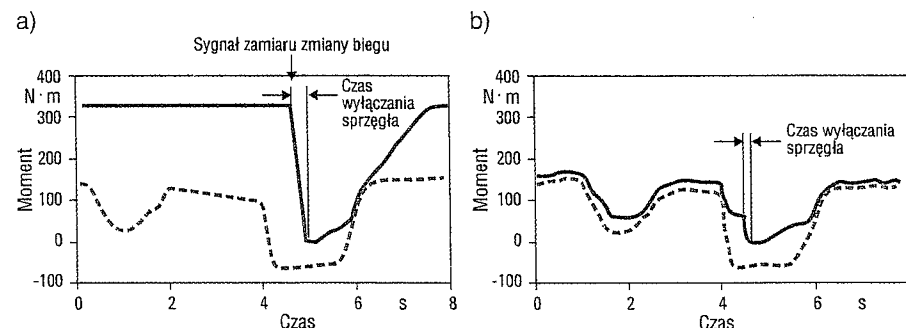
Cztery główne zespoły układu sterowania EKM firmy LuK (rys. 8.12) tworzą bazę do szybkiego przełączania biegów za pomocą niewielkich silników elektrycznych, bez problemów wywołanych zmianą obciążenia roboczego. Dzięki funkcji śledzenia momentu, wartość momentu obrotowego sprzęgła jest precyzyjnie dopasowywana, z niewielkim zapasem bezpieczeństwa, do wartości momentu obrotowego silnika (rys. 8.13).



Rys. 8.11
Budowa członu wykonawczego (Źródło: firma LuK)
1 – silnik nastawczy, 2 – zintegrowane urządzenie sterujące, 3 – ślimak napędowy, 4 – ślimacznica, 5 – wałek ślimacznicy, 6 – sworzeń, 7 – czujnik drogi, 8 – sprężyna kompensacyjna, 9 – popychacz, 10 – pompa sprzęgła



Rys. 8.12
Zespoły układu EKM firmy LuK (Źródło: firma LuK)
1 – „inteligentny" człon wykonawczy sprzęgła, 2 – czujnik rozpoznania zamiaru zmiany biegu, 3 – samoregulacyjne sprzęgło SAC, 4 – czujniki rozpoznania wybranego biegu

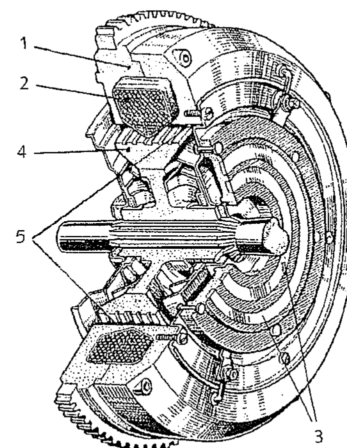


Rys. 8.13
Funkcja śledzenia momentu obrotowego (Źródło: firma LuK)
a) bez funkcji śledzenia momentu, b) z funkcją śledzenia momentu
linia ciągła – moment sprzęgła, linia kreskowa – moment silnika

Już zdjęcie stopy z pedału przyspieszenia tuż przed zmianą biegu wywołuje zmniejszenie momentu obrotowego sprzęgła, a rozpoczęcie procedury zmiany biegu powoduje niemal całkowite wyłączenie sprzęgła. Także przy zmianie obciążenia roboczego funkcja śledzenia momentu obrotowego umożliwia ochronę układu napędowego przed szarpaniem i drganiami poprzez krótkie fazy poślizgu sprzęgła, co zdecydowanie zwiększa komfort jazdy. Poślizgi są tak niewielkie, że zwiększenia zużycia paliwa i zużycia sprzęgła można w ogóle nie brać pod uwagę.

8.4. Sprzęgło elektromagnetyczne proszkowe

W sprzęgle tym (rys. 8.14) do wytworzenia siły tarcia wykorzystano zdolność przenoszenia sił przez namagnesowany proszek.



Rys. 8.14
Podstawowe elementy elektromagnetycznego sprzęgła proszkowego
1 – wirnik zewnętrzny, 2 – cewka, 3 – pierścienie ślizgowe, 4 – wirnik wewnętrzny, 5 – żelazny proszek magnetyczny

Umieszczona w zewnętrznym wirniku (1) cewka (2), zasilana prądem poprzez pierścienie ślizgowe (3), wytwarza pole elektromagnetyczne. Osadzony na wielowypuście wałka sprzęgłowego wirnik wewnętrzny (4) pełni rolę tarczy sprzęgła. Wolna przestrzeń między wirnikami zewnętrznym i wewnętrznym jest wypełniona żelaznym proszkiem magnetycznym, który pod wpływem pola magnetycznego staje się zwartą, ale elastyczną masą.

Odpowiednio do natężenia pola elektromagnetycznego między wirnikiem wewnętrznym i zewnętrznym tworzy się zamknięcie siłowe, zdolne do przeniesienia momentu obrotowego silnika na wałek sprzęgłowy skrzynki biegów. W przypadku zbyt dużego momentu obrotowego sprzęgło zaczyna się ślizgać.

Sprzęgła proszkowe są stosowane wtedy, kiedy jest niezbędne płynne ruszanie z miejsca i ochrona przed przeciążeniem. Tego rodzaju sprzęgło umożliwia także regulowanie naprężeń i sił w układzie napędowym.

8.5. Sprzęgło lepkościowe

Sprzęgła lepkościowe stosuje się w samochodach o napędzie wszystkich kół do ustanawiania i wyłączania przeniesienia napędu między przednią i tylną osią. Inaczej niż w stałym albo manualnie włączanym napędzie wszystkich kół, sprzęgło lepkościowe automatycznie rozdziela moment napędowy na przednią i tylną oś, odpowiednio do warunków jazdy i stanu nawierzchni.

Znane wady odłączalnego napędu wszystkich kół, jak np. powstawanie naprężeń w układzie napędowym przy zawracaniu na suchej nawierzchni, dzięki sprzęgłu lepkościowemu są niemal całkowicie wyeliminowane.

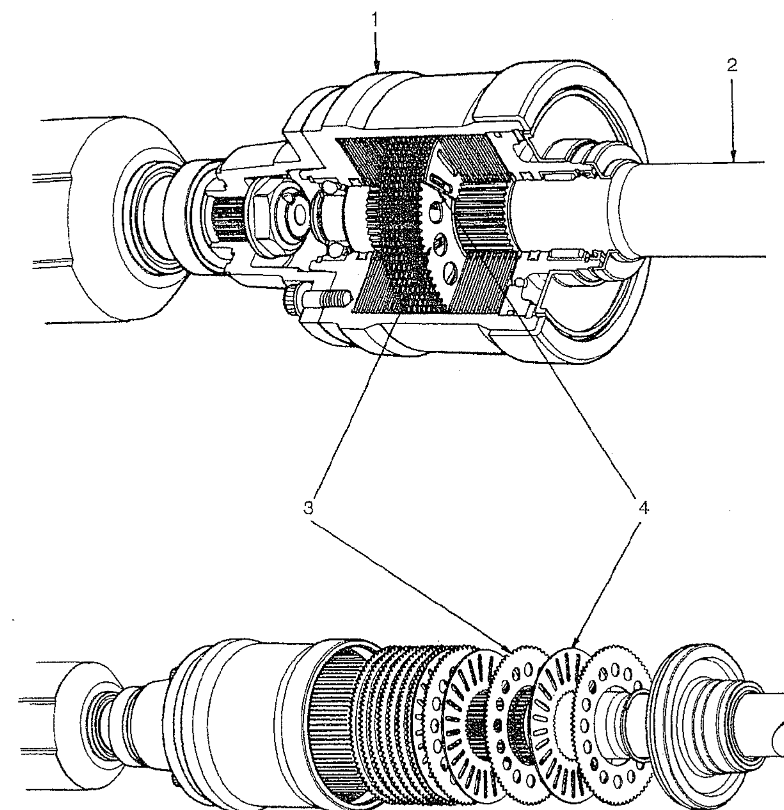
Na rysunku 8.15 przedstawiono budowę sprzęgła lepkościowego. Składa się ono z obudowy, pakietu tarcz wewnętrznych i zewnętrznych oraz wewnętrznego wału przegubowego.

Na rysunku 8.16 pokazano miejsce zabudowy sprzęgła lepkościowego w układzie napędowym. Zamknięta obudowa sprzęgła jest w 90% napełniona olejem silikonowym otaczającym tarcze wewnętrzne i zewnętrzne. Wolna przestrzeń jest zarezerwowana na zwiększanie objętości oleju na skutek wzrostu temperatury.

Zasada działania sprzęgła lepkościowego opiera się na różnicy prędkości obrotowych (poślizgu) przednich i tylnych kół. W samochodach o przednim napędzie ta różnica prędkości istnieje na skutek poślizgu przednich kół. W oleju silikonowym pomiędzy obudową sprzęgła lepkościowego (powiązaną z osią przednią) a wałem przegubowym (związanym z osią tylną) powstają siły ścinające.

Nawiercenia w tarczach zewnętrznych i szczeliny w tarczach wewnętrznych zwiększają siły ścinające. Następuje przeniesienie napędu na tylną oś w stopniu odpowiednim do chwilowej różnicy prędkości obrotowych.

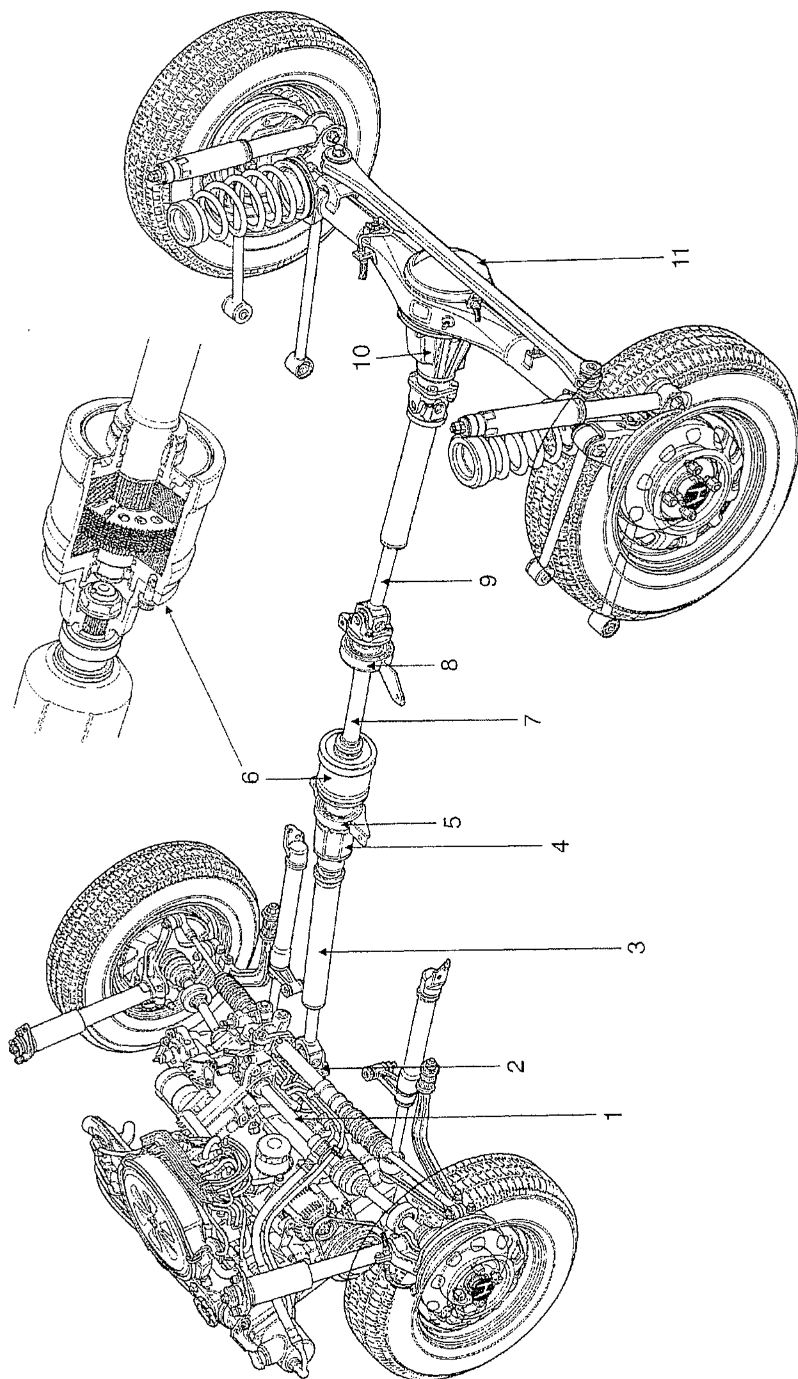
Rozdział momentu obrotowego pomiędzy oś przednią i tylną jest proporcjonalny do różnicy prędkości obrotowych. Utrzymująca się dłużej różnica prowadzi do nagrzania i zwiększenia objętości oleju, a tym samym do wzrostu ciśnienia wewnątrz obudowy sprzęgła, w wyniku czego dochodzi do kontaktu tarcz zewnętrznych i wewnętrznych. Ustanowione połączenie cierne powoduje zwiększenie momentu obrotowego przenoszonego na oś tylną i poprawę trakcji. Teraz koła przednie i tylne obracają się z taką samą prędkością, temperatura oleju spada i obniża się ciśnienie w obudowie sprzęgła.



Rys. 8.15
Główne podzespoły sprzęgła lepkościowego (Źródło: Honda)
1 – obudowa, 2 – wewnętrzny wał przegubowy, 3 – tarcze zewnętrzne, 4 – tarcze wewnętrzne

Stan pracy sprzęgła lepkościowego zależy od wielu czynników:

- stała szybkość pojazdu na prostej, suchej nawierzchni powoduje tylko nieznaczną różnicę prędkości obrotowych kół przednich i tylnych, odpowiednio mniejszy jest też przenoszony przez sprzęgło moment napędowy,
- w chwili przyspieszania na suchej nawierzchni rozdział momentu obrotowego na obydwie osie jest zależny od poślizgu sprzęgła,
- ciasne manewry zawracania samochodem powodują nieznaczne opory (tylko ok. 20% w porównaniu z pojazdami z odłączalnym napędem czterech kół); nie ma też niebezpieczeństwa zadławienia silnika,
- na śliskiej jezdni napęd jest automatycznie przenoszony na te koła, które wykazują lepszą przyczepność.

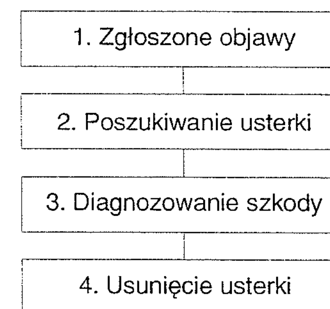


Rys. 8.16
Miejsce zabudowy sprzęgła lepkościowego w układzie napędowym samochodu Honda Civic Shuttle 4WD (Źródło: Honda)
1 – półoś napędowa, 2 – napęd 4WD, 3 – przedni wał przegubowy, 4 – przegub trójramienny z kompensacją wzdłużną, 5 – pierwsze łożysko pośrednie, 6 – sprzęgło lepkościowe, 7 – środkowy wał przegubowy, 8 – drugie łożysko pośrednie, 9 – tylny wał przegubowy, 10 – tylny mechanizm różnicowy, 11 – tylny most napędowy

9. Diagnozowanie i przyczyny usterek

Przy poszukiwaniu oraz diagnozowaniu usterek i ich przyczyn oraz przy usuwaniu usterek w zespole sprzęgła należy uwzględnić określone kryteria oraz trzymać się ustalonych procedur. Wtedy naprawa będzie sprawna i skuteczna na dłuższy okres.

Na rysunku 9.1 przedstawiono kolejność postępowania przy naprawach sprzęgieł.



Rys. 9.1

Zgłoszone przez użytkownika pojazdu objawy nieprawidłowej pracy sprzęgła są podstawą do lokalizacji usterki. Jeszcze przed wymontowaniem części albo tuż potem należy ją dokładnie obejrzeć i ewentualnie dokonać pomiarów kontrolnych, które dadzą wskazówki do zdiagnozowania usterki i naprawy lub ewentualnej wymiany wadliwej części.

9.1. Objawy nieprawidłowej pracy

Dokładne opisanie objawów jest absolutnie niezbędne do dokonania naprawy.

Akurat w zespole sprzęgła objawy można policzyć „na palcach jednej ręki" i dość precyzyjnie określić. Dlatego w przeważających przypadkach z ustaleniem objawów nie ma problemów.

Nieprawidłowa praca sprzęgła może się wyrażać:

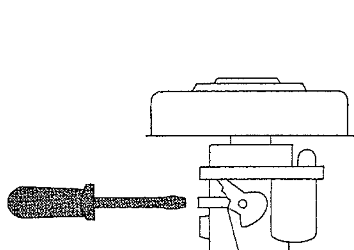
- szarpaniem,
- ślizganiem,
- niemożnością wyłączenia,
- hałasem,
- oporami w mechanizmie sterowania sprzęgła.

9.2. Poszukiwanie usterek

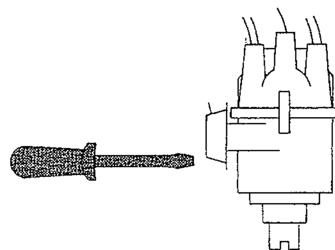
Na podstawie dokładnego opisu objawów można zawęzić obszar poszukiwania usterki. Dość powszechnie jest popełniany błąd rozpoczynania naprawy od wymontowywania elementów sprzęgła, co z reguły wiąże się z dużym nakładem pracy. Rzadko poszukuje się przyczyn w **otoczeniu sprzęgła**, czyli tam, gdzie można stosunkowo prosto je usunąć.

Usterki w otoczeniu sprzęgła przeważnie nie są kojarzone z nieprawidłowym działaniem sprzęgła. Jednak po bliższej analizie można wymienić wiele czynników zewnętrznych, które mają wpływ na działanie sprzęgła (rysunki 9.2 do 9.9).

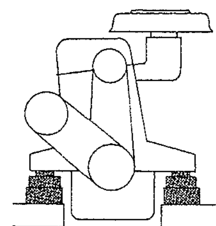
Złe ustawienie gaźnika albo układu wtryskowego (rys. 9.2) spowoduje nierównomierną pracę silnika na biegu jałowym, co może się także wyrażać w szarpaniu sprzęgła. Niewłaściwie ustawiony zapłon także może dawać objawy szarpania w trakcie włączania sprzęgła (rys. 9.3).



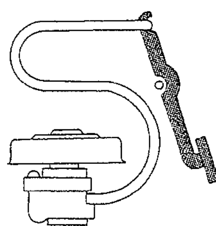
Rys. 9.2



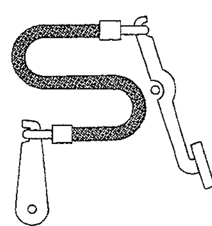
Rys. 9.3



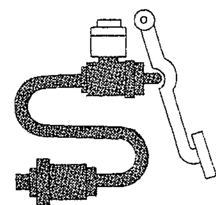
Rys. 9.4 (Źródło: firma LuK)



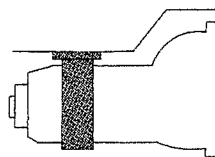
Rys. 9.5



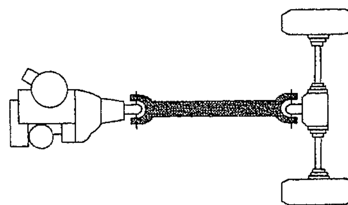
Rys. 9.6



Rys. 9.7



Rys. 9.8



Rys. 9.9 (Źródło: firma LuK)

Jeżeli silnik nie zatrzymuje się natychmiast po wyłączeniu zapłonu, prowadzi to do obciążeń uderzeniowych sprężyn płytkowych tarczy dociskowej. Pogięte sprężyny powodują problemy z wyłączaniem sprzęgła.

Zbyt miękkie osadzenie silnika powoduje, że po włączeniu sprzęgła podpory uginają się i silnik się kołysze (rys. 9.4). Zmienia to relacje tarcia statycznego i dynamicznego okładzin ciernych i objawia się szarpaniem sprzęgła.

Zbyt oporne działanie pedału przyspieszenia i współpracujących z nim elementów (rys. 9.5) także wywołuje objawy szarpania, a w połączeniu ze zbyt miękkim posadowieniem silnika powoduje rozkołysanie całego układu napędowego (tzw. efekt bonanzy).

Zużyte albo źle wyregulowane cięgno również prowadzi do trudności z włączaniem sprzęgła, do szarpania, a nawet do uszkodzenia elementów sprzęgła (rys. 9.6).

Usterki w zespole hydraulicznego sterowania także objawiają się szarpaniem i kłopotami z włączaniem i wyłączaniem sprzęgła (rys. 9.7).

Naprężenia w ułożyskowaniu skrzynki biegów albo brak tulei środkującej powodują wzajemne przesunięcie kątowe osi wału korbowego i wałka sprzęgłowego. Objawy to szarpanie i problemy z włączaniem i wyłączaniem sprzęgła. Takie przesuniecie kątowe powoduje chybotanie tarczy sprzęgła przy włączaniu i wyłączaniu i może prowadzić do zerwania nitów mocujących segmenty cierne (rys. 9.8).

Uszkodzone przeguby wału napędowego powodują jego bicie przy zmianie obciążenia. Może to doprowadzić do wygięcia sprężyn płytkowych tarczy dociskowej, szarpania i kłopotów z włączaniem i wyłączaniem sprzęgła (rys. 9.9).

Tablice 9.1 do 9.5 zestawiono według objawów nieprawidłowej pracy sprzęgła. Dla każdego z tych objawów podano przyczyny usterek i wskazówki do ich usunięcia.

Tablica 9.1
Sprzęgło szarpie

Przyczyna	Powód	Sposób usunięcia
Tarcza dociskowa przekoszona	Wygięte sprężyny płytkowe Odkształcona oprawa	Wymienić tarczę dociskową Montować zgodnie z instrukcją
Zaolejone okładziny	Uszkodzona uszczelka wału	Wymienić uszczelkę i tarczę sprzęgła
Smar na okładzinach ciernych	Za dużo smaru w piaście	Wymienić tarczę sprzęgła Używać mniej smaru
Mokre okładziny	Okładziny nabrały wilgoci	W czasie jazdy wielokrotnie użyć sprzęgła. Wilgoć odparuje
Za duże opory na pedale sprzęgła	Cięgno Miejsca łożyskowania Tuleja prowadząca	Naprawić zespół dociskowy Źle dobrane tuleja albo łożysko wyciskowe
Powietrze w obwodzie hydraulicznym	Nieprawidłowa obsługa Zużyta pompa/wyprzęgnik	Odpowietrzyć Wymienić części
Zużyta tuleja prowadząca	Źle albo wcale nienasmarowana	Wymienić tuleję prowadzącą
Osadzanie silnika/skrzynki biegów	Nieprawidłowe albo uszkodzone elementy osadzenia	Naprawić albo wymienić
Zła regulacja silnika	Gaźnik, zapłon, układ wtryskowy	Wyregulować

Tablica 9.2
Sprzęgło się ślizga

Przyczyna	Powód	Sposób usunięcia
Przegrzanie tarczy dociskowej	Przeciążenie termiczne Nieodpowiednie części Pęknięta sprężyna talerzowa Zaolejenie	Wymienić sprzęgło Wymienić uszczelkę wału
Zgięta oprawa, dźwignia albo sprężyna talerzowa	Nieprawidłowy montaż	Przestrzegać instrukcji montażowych
Uszkodzone listki sprężyny talerzowej	Łożysko wyciskowe ma za duży wstępny nacisk Łożysko wyciskowe pracuje bez luzu	Uregulować nacisk Wymienić sprzęgło Wyregulować luz
Zużyte okładziny cierne tarczy sprzęgła	Naturalne zużycie Za długi poślizg przy włączaniu Za mała siła nacisku	Wymienić tarczę sprzęgła
Olej albo smar na okładzinach ciernych	Wyciek oleju na uszczelce wału Za dużo smaru w piaście Smar wydostaje się z łożyska	Wymienić uszczelkę wału Wymienić tarczę sprzęgła
Nieprawidłowe ślady tarcia od strony koła zamachowego	Porysowana powierzchnia tarcia koła zamachowego	Obrobić powierzchnię
Niewłaściwa grubość koła zamachowego	Nieobrobiona powierzchnia pod śruby mocujące oprawę	Obrobić powierzchnię Wymienić koło zamachowe
Zużyta tulcja prowadząca	Źle albo wcale nienasmarowane łożysko wyciskowe stawia opór Źle dobrane elementy sprzęgła	Wymienić tuleję prowadzącą Smarować zgodnie z instrukcją Dobrze dobrać elementy
Zbyt duży opór cięgna	Zużyte cięgno Źle zamontowane cięgno	Wymienić cięgno Dobrze zamontować cięgno
Wałek wyciskowy stawia opór	Zużyte łożyskowanie Brak smarowania	Wymienić panewki Nasmarować

Tablica 9.3
Sprzęgło się nie wyłącza

Przyczyna	Powód	Sposób usunięcia
Wygięte sprężyny obwodowe tarczy dociskowej	Upuszczona na ziemię tarcza Uderzeniowe zmiany obciążenia	Wymienić tarczę dociskową Sprawdzić układ napędowy
Wygięte widełki wyłączające/ /listki sprężyny talerzowej	Nieodpowiedni montaż	Wymienić tarczę dociskową
Wygięta oprawa sprzęgła	Zignorowano kołki ustalające Nieprawidłowy montaż Nie napięta wstępnie tarcza dociskowa (Opel)	Wymienić tarczę dociskową
Za duże boczne bicie tarczy sprzęgła	Nie zmierzono bicia bocznego (maks. 0,5 mm)	Wyprostować albo wymienić tarczę sprzęgła

cd. tab. 9.3

Przyczyna	Powód	Sposób usunięcia
Tarcza sprzęgła zakleszcza się na wale sprzęgłowym	Uszkodzony profil piasty Skorodowana piasta Nieodpowiedni smar	Usunąć zadziory albo wymienić tarczę sprzęgła Usunąć opory, nasmarować Używać smaru bez dodatku ciał stałych
Okładziny na wskroś skorodowane	Samochód nieużywany przez długi czas	Odrdzewić
Za grube okładziny	Zamontowana nieodpowiednia tarcza sprzęgła	Używać właściwych elementów
Okładziny się kleją	Olej albo smar na okładzinach ciernych	Wymienić tarczę sprzęgła Wymienić uszczelki
Tłumik drgań skrętnych źle pracuje	Tarcza sprzęgła zamontowana odwrotnie	Prawidłowo zamontować tarczę
Uszkodzone łożysko kulkowe		Wymienić
Zużyta tuleja prowadząca	Skorodowane łożysko wyciskowe Źle dobrane elementy Brak smarowania	Wymienić Dobrać właściwe elementy współpracujące
Za mała droga wyciskania	Zła regulacja cięgna lub drążka Powietrze w obwodzie hydraulicznym Uszkodzony mechanizm samoregulacji	Uregulować Odpowietrzyć Wymienić cięgno

Tablica 9.4
Sprzęgło hałasuje

Przyczyna	Powód	Sposób usunięcia
Niesymetryczne ślady zużycia na listkach sprężyny talerzowej	Przesunięcie osiowe łożyska wyciskowego	Skorygować
Niewyrównoważenie		Wymienić tarczę sprzęgła albo tarczę dociskową
Niewłaściwa tarcza sprzęgła	Tłumik drgań skrętnych nie jest dobrany do danego samochodu	Zamontować właściwą tarczę
Zniszczony tłumik drgań skrętnych	Jazda ze zbyt niską prędkością obrotową Przesunięcie kątowe	Wymienić tarczę sprzęgła Skorygować
Uszkodzone łożysko wyciskowe	Niewłaściwy luz	Wymienić/ustawić
Uszkodzone łożysko koła zamachowego	Zużycie	Wymienić

Tablica 9.5
Opory przy wyłączaniu sprzęgła

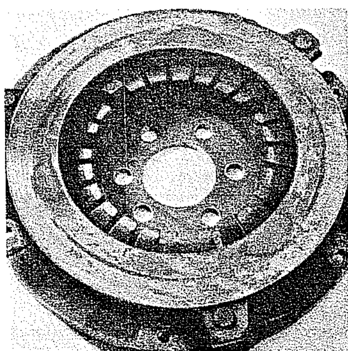
Przyczyna	Powód	Sposób usunięcia
Nieodpowiednia tarcza dociskowa	Za duża siła wyłączająca	Zamontować odpowiednią tarczę dociskową
Zużyta tuleja prowadząca	Zniszczone łożysko wyciskowe Źle dobrane elementy Brak smarowania Złe smarowanie	Wymienić Właściwie dobrać Nasmarować Dobrać właściwy smar
Zużyte łożyskowanie wałka wyciskającego	Zużyta tuleja prowadząca Nienasmarowane łożyska	Wymienić Nasmarować
Zużyte cięgno sprzęgła	Normalne zużycie Nieodpowiedni montaż	Wymienić

9.3. Przyczyny usterek

Jeżeli poszukiwanie usterki w otoczeniu sprzęgła nie przyniosło rezultatów, należy wymontować sprzęgło i dokładnie sprawdzić jego elementy. W wielu przypadkach do ustalenia przyczyny usterki wystarczą oględziny części.

Zamieszczona poniżej seria zdjęć powinna pomóc w ocenie rodzaju usterek sprzęgieł. Zdjęcia uszeregowano według opisanych w punkcie 9.1 objawów nieprawidłowej pracy sprzęgła. Obok wymieniono możliwe przyczyny usterek. Producenci sprzęgieł, jak firma LuK, F&S, AP, wydali szczegółowe broszury na ten temat.

Sprzęgło szarpie (rysunki 9.10 do 9.23)

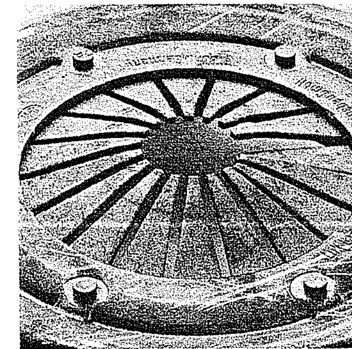


Rys. 9.10

Miejscowe przegrzanie tarczy dociskowej (rys. 9.10)
- ❑ zmniejszenie momentu tarcia na skutek zaolejonych lub zasmarowanych okładzin,
- ❑ za mały luz łożyska wyciskowego,
- ❑ uszkodzony zespół wyciskowy (elementy obwodu hydraulicznego, cięgno),
- ❑ zbyt długi poślizg przy włączaniu sprzęgła.



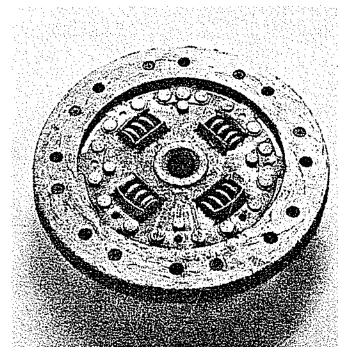
Rys. 9.11 (Źródło: firma LuK)



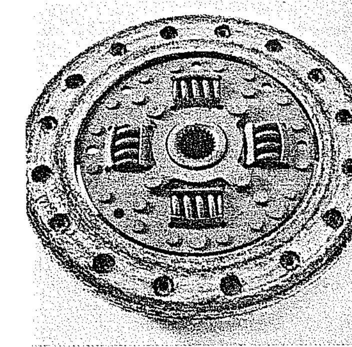
Rys. 9.12

Skrzywione obwodowe sprężyny płytkowe tarczy dociskowej (rys. 9.11)
- ❑ luzy w układzie napędowym,
- ❑ upuszczenie na ziemię tarczy dociskowej przed montażem albo w trakcie montażu,
- ❑ błąd przy zmianie biegów albo w obsłudze (holowanie na 1. albo 2. biegu).

Skrzywione listki sprężyny talerzowej (rys. 9.12)
- ❑ błąd montażowy.



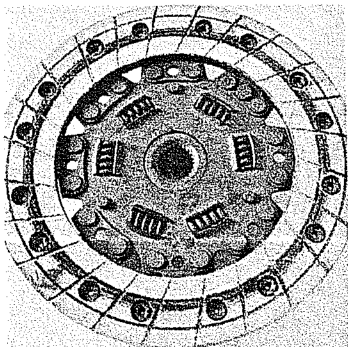
Rys. 9.13 (Źródło: firma LuK)



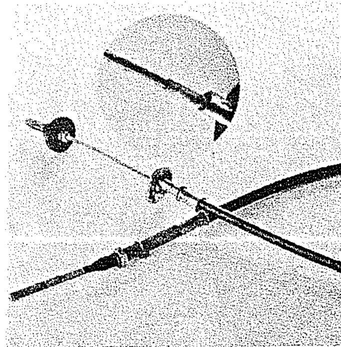
Rys. 9.14

Smar na okładzinach ciernych (rys. 9.13)
- ❑ nie usunięto nadmiaru smaru z wielowypustu wałka sprzęgłowego.

Okładzina cierna od strony koła zamachowego przylega tylko na zewnętrznej i wewnętrznej krawędzi (rys. 9.14)
- ❑ nie wymieniono koła zamachowego,
- ❑ nieobrobiona powierzchnia cierna koła zamachowego.



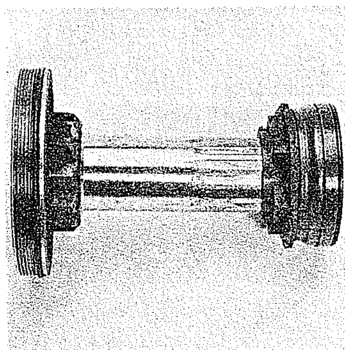
Rys. 9.15 (Źródło: firma LuK)



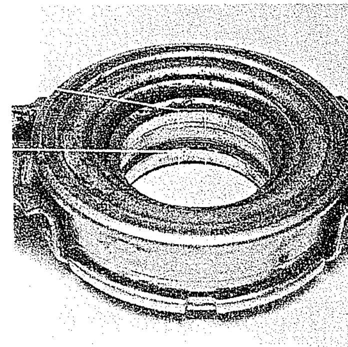
Rys. 9.16

Rysy na okładzinie ciernej od strony koła zamachowego (rys. 9.15)
- ❑ nie wymieniono koła zamachowego,
- ❑ nieobrobiona powierzchnia cierna koła zamachowego.

Uszkodzone cięgno sprzęgła (rys. 9.16)
- ❑ tarcie między linką a osłoną cięgna.



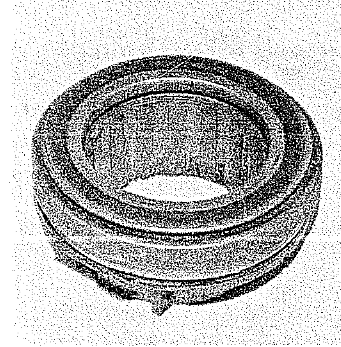
Rys. 9.17 (Źródło: firma LuK)



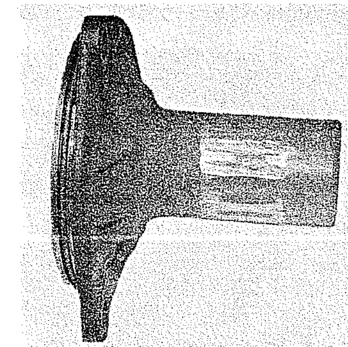
Rys. 9.18

Zużycie tulei prowadzącej (rys. 9.17)
- ❑ tuleja nieodpowiednio albo wcale nie smarowana.

Zużyta powierzchnia prowadząca łożyska wyciskowego (rys. 9.18)
- ❑ powierzchnia prowadząca nieodpowiednio albo wcale nie smarowana.



Rys. 9.19 (Źródło: firma LuK)

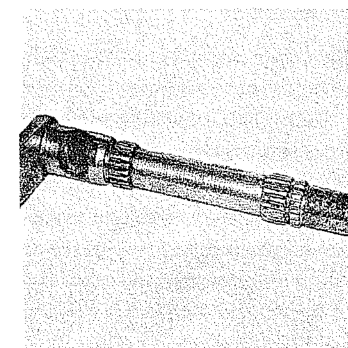


Rys. 9.20

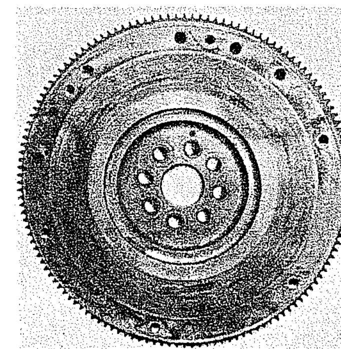
Łożysko wyciskowe niewłaściwie smarowane (rys. 9.19)
- ❑ użyto smaru z domieszką ciał stałych.

Zużyta tuleja prowadząca (rys. 9.20)
- ❑ nieodpowiednio albo wcale nie smarowana,
- ❑ łożysko wyciskowe stawia za duży opór,
- ❑ nieodpowiedni dobór części.

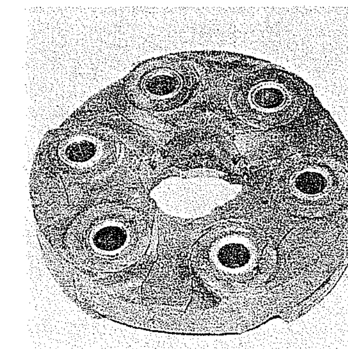
Zużyty wałek wyciskowy (rys. 9.21)
- ❑ zużyte łożyskowanie,
- ❑ brak smarowania łożyskowania.



Rys. 9.21 (Źródło: firma LuK)



Rys. 9.22

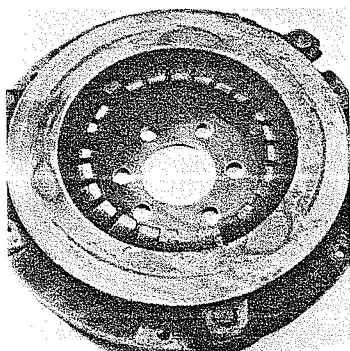


Rys. 9.23 (Źródło: firma LuK)

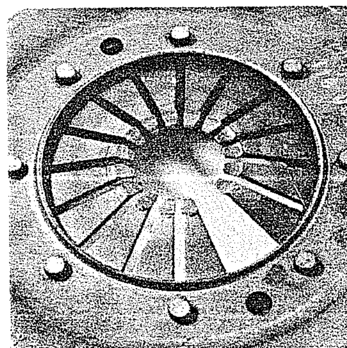
Zużyty koło zamachowe (rys. 9.22)
- ❑ koło zamachowe nie obrobione lub nie wymienione.

Skrzywione płytkowe sprężyny obowodowe tarczy dociskowej (rys. 9.23)
- ❑ luzy w układzie napędowym z powodu zniszczonej tarczy Hardy'ego.

Sprzęgło się ślizga (rysunki 9.24 do 9.38)



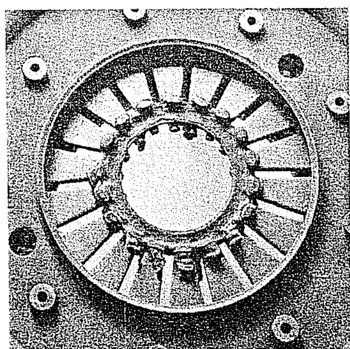
Rys. 9.24



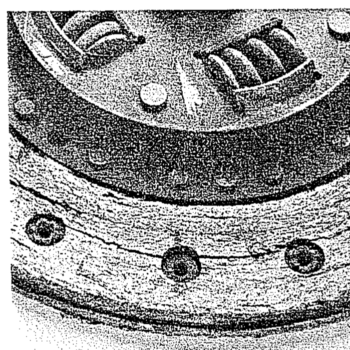
Rys. 9.25 (Źródło: firma LuK)

Miejscowe przegrzanie tarczy dociskowej (rys. 9.24)
- straty momentu tarcia z powodu oleju albo smaru na okładzinach,
- za mały luz łożyska wyciskowego,
- uszkodzony mechanizm wyciskowy,
- za długa faza poślizgu sprzęgła.

Uszkodzone listki sprężyny talerzowej (rys. 9.25)
- brak luzu łożyska wyciskowego,
- zakleszczone łożysko wyciskowe,
- łożysko wyciskowe stawia za duży opór.



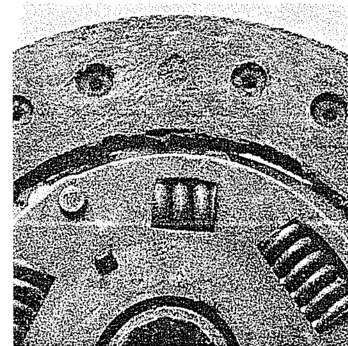
Rys. 9.26



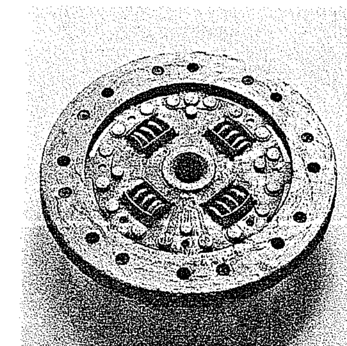
Rys. 9.27 (Źródło: firma LuK)

Uszkodzony element dociskowy (Opel) (rys. 9.26)
- opór łożyska wyciskowego,
- za duży nacisk wstępny łożyska wyciskowego.

Zwęglone okładziny cierne (rys. 9.27)
- zaolejone okładziny (uszkodzone uszczelnienie wału),
- zbyt długi poślizg przy włączaniu sprzęgła.



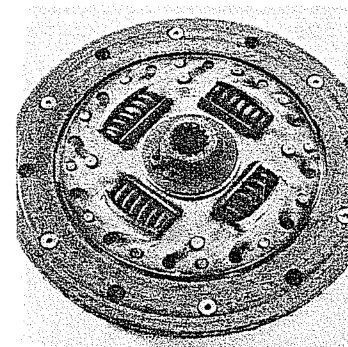
Rys. 9.28



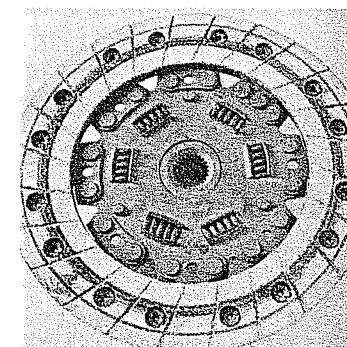
Rys. 9.29 (Źródło: firma LuK)

Zaolejone okładziny cierne (rys. 9.28)
- uszkodzona uszczelka wału.

Smar na okładzinach ciernych (rys. 9.29)
- nieusunięty nadmiar smaru z wałka sprzęgłowego.



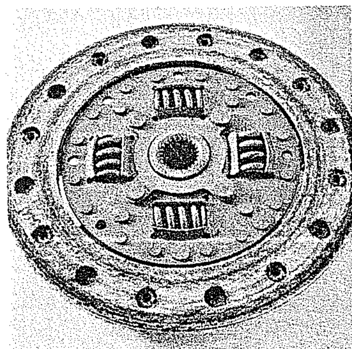
Rys. 9.30



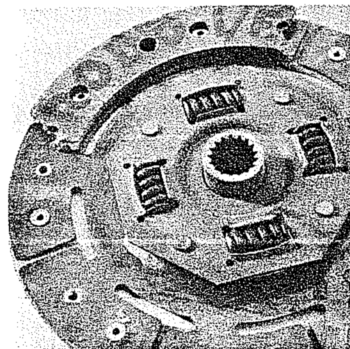
Rys. 9.31 (Źródło: firma LuK)

Okładziny cierne starte aż do nitów mocujących (rys. 9.30)
- użytkowano samochód pomimo ślizgającego się sprzęgła,
- zbyt długi poślizg przy włączaniu sprzęgła,
- nieodpowiednie sprzęgło,
- uszkodzony zespół wyciskowy.

Rysy na okładzinie ciernej od strony koła zamachowego (rys. 9.31)
- nie wymienione koło zamachowe,
- nieobrobiona powierzchnia cierna koła zamachowego.



Rys. 9.32



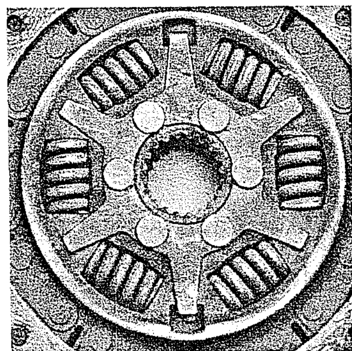
Rys. 9.33 (Źródło: firma LuK)

Okładzina cierna od strony koła zamachowego przylega tylko na zewnętrznej i wewnętrznej krawędzi (rys. 9.32)

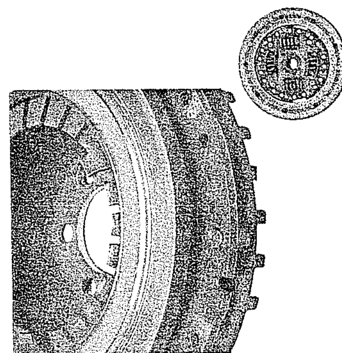
- ❑ nie wymieniono koła zamachowego,
- ❑ nieobrobiona powierzchnia cierna koła zamachowego.

Pęknięta okładzina cierna (rys. 9.33)

- ❑ upuszczenie na ziemię tarczy sprzęgła przed montażem albo w trakcie montażu.



Rys. 9.34



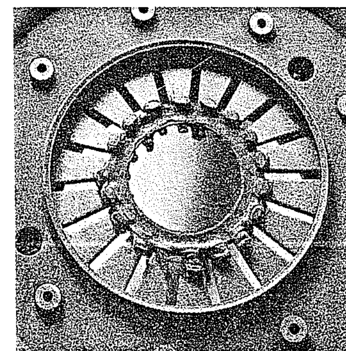
Rys. 9.35 (Źródło: firma LuK)

Ślady uszkodzeń na tłumiku drgań skrętnych (rys. 9.34)

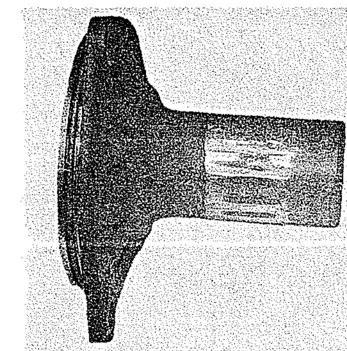
- ❑ odwrotnie zamontowana tarcza sprzęgła,
- ❑ użyto nieodpowiednich elementów sprzęgła.

Zużyta tarcza dociskowa (rys. 9.35)

- ❑ okładziny cierne wytarte aż do nitów mocujących.



Rys. 9.36



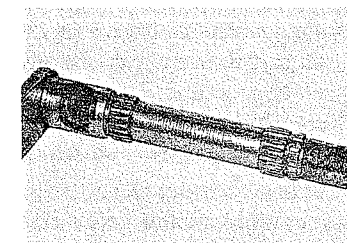
Rys. 9.37

Zużyty element dociskowy (Opel) (rys. 9.36)

- ❑ łożysko wyciskowe stawia opór,
- ❑ zbyt duży nacisk wstępny łożyska wyciskowego.

Zużyta tuleja prowadząca (rys. 9.37)

- ❑ nieodpowiednio albo wcale nie smarowana,
- ❑ łożysko wyciskowe stawia opór,
- ❑ nieodpowiedni dobór części.

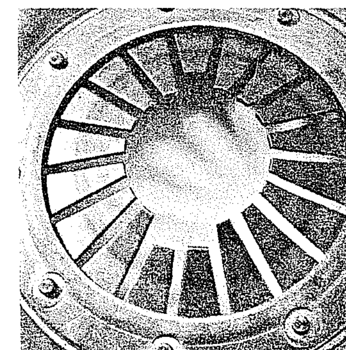


Rys. 9.38 (Źródło: firma LuK)

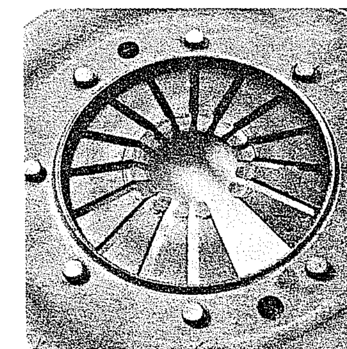
Wałek wyciskowy stawia opór (rys. 9.38)

- ❑ zużyte łożyskowanie,
- ❑ brak smarowania łożyskowania.

Sprzęgło się nie wyłącza (rysunki 9.39 do 9.59)



Rys. 9.39



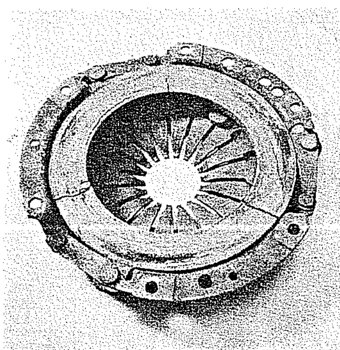
Rys. 9.40 (Źródło: firma LuK)

Złamane listki sprężyny talerzowej (rys. 9.39)

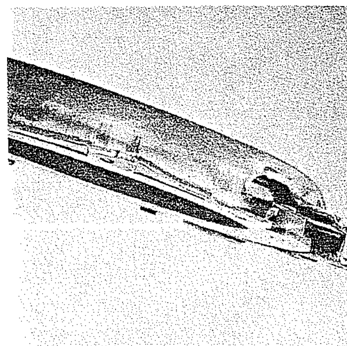
- ❑ tarcza dociskowa zamontowana bez uchwytów (Opel o przednim napędzie).

Wygięte listki sprężyny talerzowej (rys. 9.40)

- ❑ zapieczone łożysko wyciskowe,
- ❑ brak luzu łożyska wyciskowego.



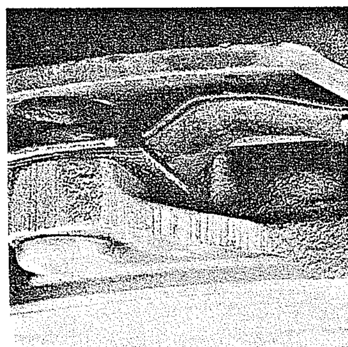
Rys. 9.41



Rys. 9.42 (Źródło: firma LuK)

Pęknięta tarcza dociskowa (rys. 9.41)
- ❑ przegrzanie tarczy dociskowej,
- ❑ poślizg sprzęgła,
- ❑ zaolejone okładziny cierne,
- ❑ opory mechanizmu wyciskania.

Uszkodzona oprawa sprzęgła (rys. 9.42)
- ❑ oprawa nieustalona na kołkach środkujących.



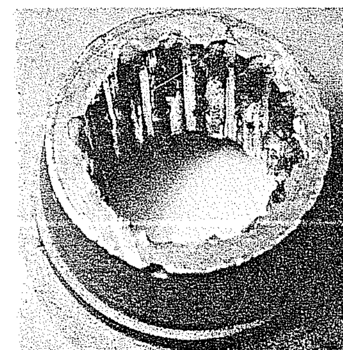
Rys. 9.43



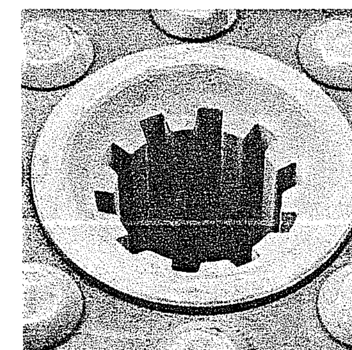
Rys. 9.44 (Źródło: firma LuK)

Pęknięte sprężyny płytkowe tarczy dociskowej (rys. 9.43)
- ❑ luzy w układzie napędowym,
- ❑ usterki w zespole zmiany biegów albo błędy obsługowe,
- ❑ nieodpowiednia tarcza dociskowa (zwracać uwagę na kierunek obrotów).

Pogięte sprężyny płytkowe tarczy dociskowej (rys. 9.44)
- ❑ luzy w układzie napędowym,
- ❑ usterki w zespole zmiany biegów albo błędy w obsłudze,
- ❑ upuszczenie na ziemię tarczy dociskowej przed montażem.



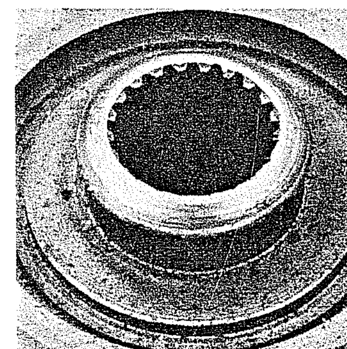
Rys. 9.45



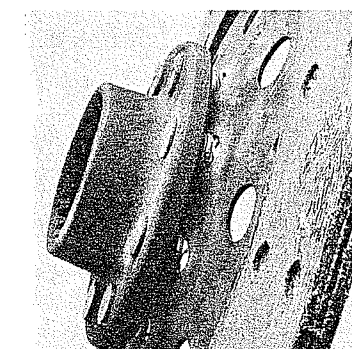
Rys. 9.46 (Źródło: firma LuK)

Uszkodzony wielowypust piasty (rys. 9.45)
- ❑ nieodpowiednia tarcza sprzęgła,
- ❑ wałek sprzęgłowy zamontowany „na siłę” (niewypośrodkowana tarcza).

Korozja cierna wielowypustu piasty (rys. 9.46)
- ❑ piasta nienasmarowana.



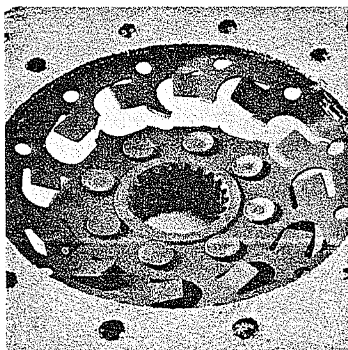
Rys. 9.47



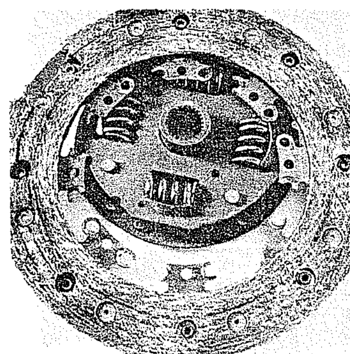
Rys. 9.48 (Źródło: firma LuK)

Ślady uszkodzeń na piaście (rys. 9.47)
- ❑ tarcza sprzęgła zamontowana odwrotnie,
- ❑ nieodpowiednia tarcza sprzęgła.

Wybrzuszona tarcza sprzęgła (rys. 9.48)
- ❑ siłowy montaż piasty na wałku sprzęgłowym.



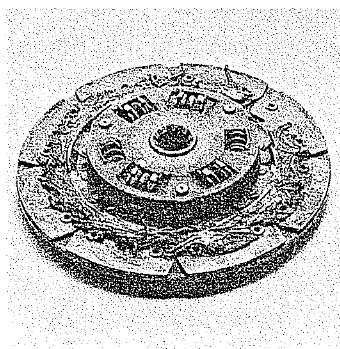
Rys. 9.49



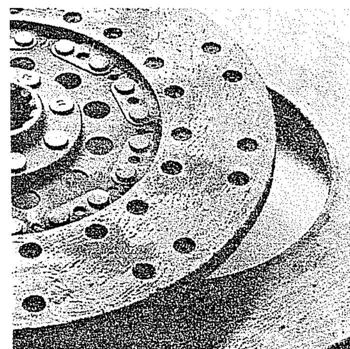
Rys. 9.50 (Źródło: firma LuK)

Tarcza nośna okładzin pęknięta z jednej strony (rys. 9.49)
- ❑ przy montażu opadła na dół skrzynka biegów.

Tarcza nośna okładzin pęknięta na całym obwodzie (rys. 9.50)
- ❑ kątowe albo równoległe przemieszczenie osi silnika i skrzynki biegów,
- ❑ niezamontowanie albo uszkodzenie łożyska kulkowego,
- ❑ przy montażu opadła na dół skrzynka biegów.



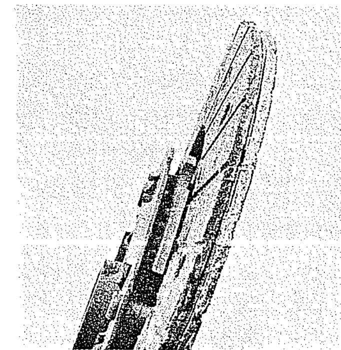
Rys. 9.51



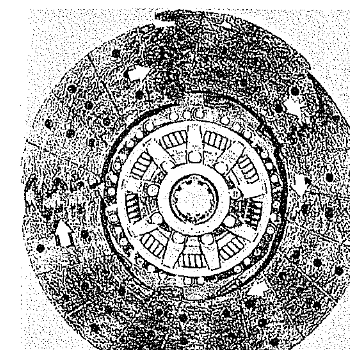
Rys. 9.52 (Źródło: firma LuK)

Wypalona albo poluzowana okładzina cierna (rys. 9.51)
- ❑ uszkodzony mechanizm wyciskania,
- ❑ źle obrobione koło zamachowe,
- ❑ poślizg sprzęgła z powodu zaolejenia,
- ❑ źle dobrane części sprzęgła.

Okładziny cierne pokryte rdzą (rys. 9.52)
- ❑ samochód nie używany przez długi czas.



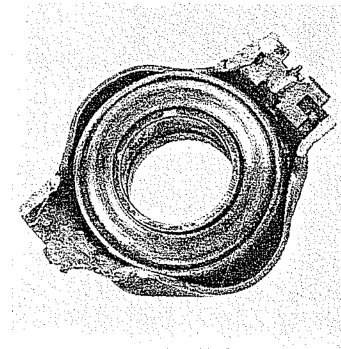
Rys. 9.53



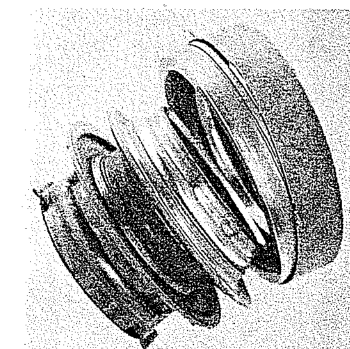
Rys. 9.54 (Źródło: firma LuK)

Bicie boczne tarczy sprzęgła (rys. 9.53)
- ❑ nie sprawdzone bicie boczne tarczy (dopuszczalna wartość 0,5 mm).

Rozwarstwiona okładzina cierna (rys. 9.54)
- ❑ nadmierna prędkość obrotowa tarczy sprzęgła (przekroczenie naprężeń rozrywających okładziny).



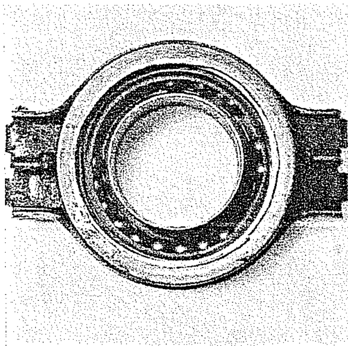
Rys. 9.55



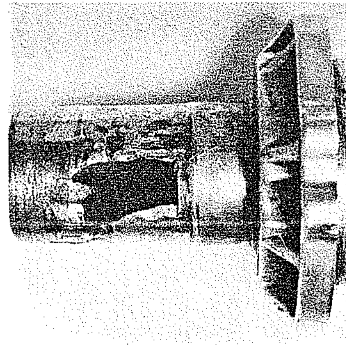
Rys. 9.56 (Źródło: firma LuK)

Wypaczona obudowa łożyska wyciskowego (rys. 9.55)
- ❑ uszkodzenie łożyskowania wałka wyłączania,
- ❑ uszkodzona tuleja prowadząca,
- ❑ przywarcie łożyska do tulei prowadzącej.

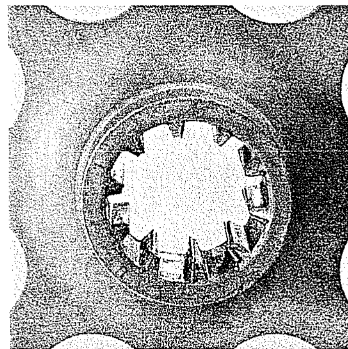
Przetarta obudowa łożyska wyciskowego (rys. 9.56)
- ❑ źle ustawione widełki wyłączające (Opel).



Rys. 9.57



Rys. 9.58 (Źródło: firma LuK)



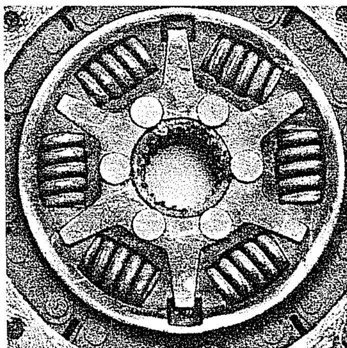
Rys. 9.59 (Źródło: firma LuK)

Zniszczone łożysko wyciskowe (rys. 9.57)
- ❑ przegrzanie łożyska z powodu braku luzu.

Zużyta tuleja prowadząca (rys. 9.58)
- ❑ źle ustawione widełki wyłączające,
- ❑ jednostronne zużycie widełek wyłączających.

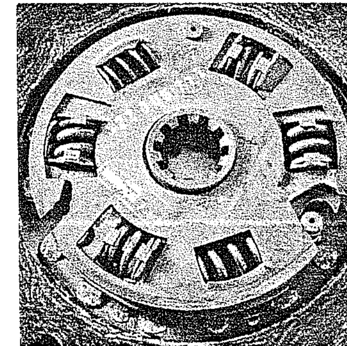
Wielowypust piasty jednostronnie uszkodzony – wyrobiony stożkowo (rys. 9.59)
- ❑ uszkodzone łożysko kulkowe,
- ❑ kątowe przesunięcie osi silnika i skrzynki biegów.

Sprzęgło hałasuje (rysunki 9.60 do 9.68)

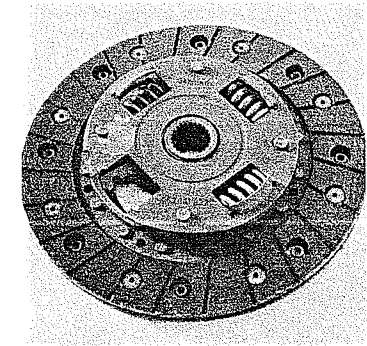


Rys. 9.60

Ślady otarć na tłumiku drgań skrętnych (rys. 9.60)
- ❑ źle zamontowana tarcza sprzęgła,
- ❑ nieodpowiednia tarcza sprzęgła albo tarcza dociskowa.



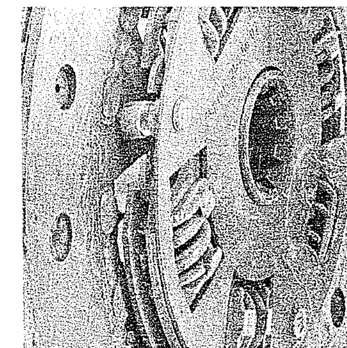
Rys. 9.61 (Źródło: firma LuK)



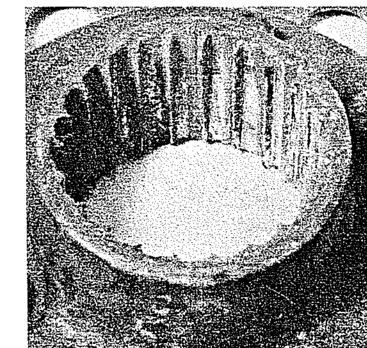
Rys. 9.62

Zniszczona blaszana pokrywa tłumika drgań skrętnych (rys. 9.61)
- ❑ nieodpowiednia tarcza sprzęgła,
- ❑ jazda ze zbyt małą prędkością obrotową silnika.

Wypadnięcie sprężyny tłumika drgań skrętnych (rys. 9.62)
- ❑ zaolejone okładziny cierne,
- ❑ nieprawidłowa regulacja silnika,
- ❑ uszkodzony mechanizm wyciskowy.



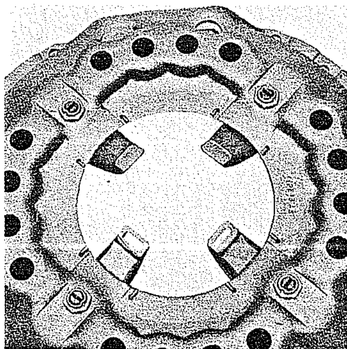
Rys. 9.63 (Źródło: firma LuK)



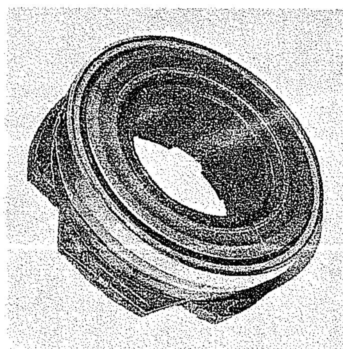
Rys. 9.64

Wybite trzpienie ograniczające (rys. 9.63)
- ❑ nieodpowiednia tarcza sprzęgła,
- ❑ jazda ze zbyt małą prędkością obrotową silnika.

Rozbity wielowypust piasty (rys. 9.64)
- ❑ brak albo uszkodzone łożysko kulkowe,
- ❑ równoległe albo kątowe przesunięcie osi silnika i skrzynki biegów,
- ❑ uszkodzone łożyskowanie wałka sprzęgłowego,
- ❑ uszkodzenia wywołane drganiami układu napędowego.



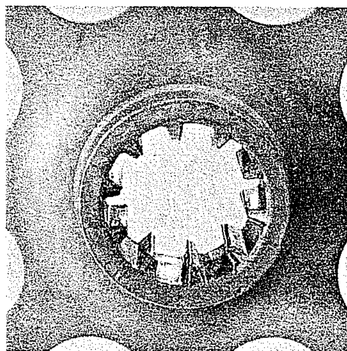
Rys. 9.65 (Źródło: firma LuK)



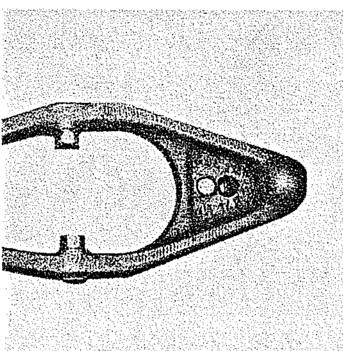
Rys. 9.66

Zużyte końcówki dźwigienek (rys. 9.65)
- ❑ błąd prostoliniowości łożyska wyciskowego,
- ❑ zakleszczone łożysko wyciskowe.

Zużyty pierścień czołowy łożyska wyciskowego (rys. 9.66)
- ❑ za duże opory łożyska wyciskowego,
- ❑ niewłaściwy luz,
- ❑ za duże obciążenie wstępne łożyska wyciskowego (zalecane 80 do 100 N).



Rys. 9.67

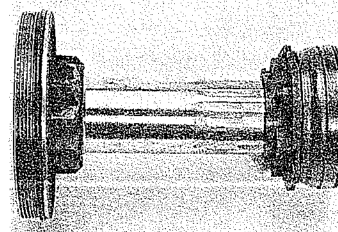


Rys. 9.68 (Źródło: firma LuK)

Wielowypusty zużyte jednostronnie – stożkowy kształt zębów. Zniszczony tłumik drgań skrętnych (rys. 9.67)
- ❑ uszkodzone łożysko kulkowe,
- ❑ kątowe przesuniecie osi silnika i skrzynki biegów.

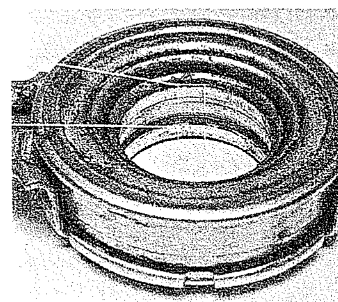
Zużyte widełki wyłączające (rys. 9.68)
- ❑ brak albo nieodpowiednie smarowanie.

Za duże opory przy wyłączaniu sprzęgła (rysunki 9.69 do 9.74)



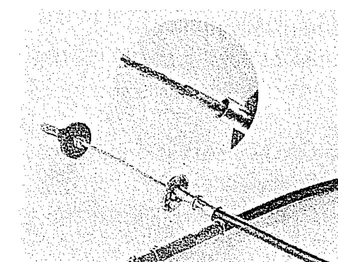
Rys. 9.69

Zużyta tuleja prowadząca (rys. 9.69)
- ❑ brak lub nieodpowiednie smarowanie.



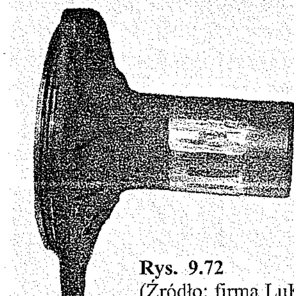
Rys. 9.70 (Źródło: firma LuK)

Zużyta powierzchnia ślizgowa łożyska wyciskowego (rys. 9.70)
- ❑ powierzchnia niesmarowana lub zastosowano nieodpowiedni smar.



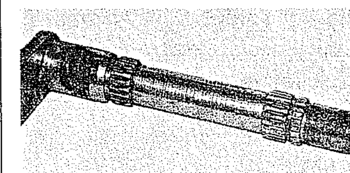
Rys. 9.71

Uszkodzone cięgno sprzęgła (rys. 9.71)
- ❑ tarcie między linką i osłoną cięgna,
- ❑ rozplecenie linki cięgna.



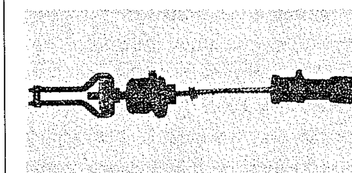
Rys. 9.72 (Źródło: firma LuK)

Zużyta tuleja prowadząca (rys. 9.72)
- ❑ brak albo nieodpowiednie smarowanie,
- ❑ zbyt duże opory przesuwu łożyska wyciskowego,
- ❑ nieodpowiednio dobrane elementy współpracujące.



Rys. 9.73

Wałek wyłączania stawia opór (rys. 9.73)
- ❑ zużyte łożyskowanie,
- ❑ nienasmarowane łożyska.



Rys. 9.74 (Źródło: firma LuK)

Za duże opory cięgna sprzęgła (rys. 9.74)
- ❑ normalne zużycie,
- ❑ uszkodzony gumowy zderzak albo osłona.

10. Wskazówki montażowe

W trakcie przygotowania i przeprowadzania prac montażowych powinno się bezwzględnie przestrzegać poniższych wskazówek. Przed przystąpieniem do pracy należy sprawdzić wszystkie części, czy są one przeznaczone do danego typu pojazdu i czy zostały odpowiednio nawzajem dobrane.

Tarcza dociskowa sprzęgła

- przed montażem oczyścić tarczę ze środka zabezpieczającego przed korozją,
- zwrócić uwagę na środkowanie koła zamachowego i oprawy sprzęgła (środkowanie zewnętrzne, wewnętrzne i za pomocą sworzni),
- śruby mocujące dokręcać stopniowo na krzyż z dopuszczalnym momentem dokręcania; jeżeli trzeba – używać podkładek zabezpieczających śruby przed odkręcaniem.

Tarcza sprzęgła

- przed montażem bezwzględnie sprawdzić bicie boczne tarczy i w razie potrzeby wyprostować tarczę (dopuszczalne bicie – 0,5 mm),
- do smarowania piasty używać właściwego smaru, w odpowiedniej ilości i bez udziału ciał stałych,
- okładziny cierne nie mogą mieć kontaktu z olejem i smarem,
- sprawdzić profil i stan wielowypustów piasty i wałka sprzęgłowego,
- po naniesieniu smaru na wielowypust piasty nasunąć tarczę sprzęgła na wałek sprzęgłowy, usunąć nadmiar smaru i sprawdzić, czy tarcza przesuwa się bez oporów,
- zwrócić uwagę na zamontowanie tarczy sprzęgła odpowiednią stroną,
- wypośrodkować tarczę sprzęgła za pomocą specjalnego narzędzia,
- nie uszkodzić wielowypustu piasty przy nasuwaniu jej na wałek sprzęgłowy.

Łożysko wyciskowe

- ustawić luz łożyska (jeśli luz jest wymagany),
- nacisk wstępny łożysk obracających się wynosi 80–100 N,
- łożysko z tuleją wewnętrzną ze sztucznego tworzywa może współpracować tylko z metalową tuleją prowadzącą.

Koło zamachowe

- sprawdzić, czy powierzchnia trąca koła nie ma rys i wybrzuszeń,
- w razie konieczności obrobienia powierzchni trącej koła, odpowiednio skorelować powierzchnię, do której jest przykręcana tarcza dociskowa.

Łożysko kulkowe w kole zamachowym

- sprawdzić, czy łożysko obraca się bez oporów.

Tuleja prowadząca

- sprawdzić, czy tuleja nie jest zużyta i ewentualnie wymienić na nową.

Widełki wyłączające

- sprawdzić zużycie.

Dźwignie wyłączające, wałek wyłączania

- sprawdzić, czy nie stawiają oporu,
- skontrolować stan łożyskowania.

Cięgno sprzęgła

- regułą powinna być wymiana na nowe,
- przestrzegać właściwego poprowadzenia cięgna w przedziale silnika (bez zgięć i ostrych łuków, z dala od gorących miejsc silnika).

Obwód hydrauliczny

- sprawdzić i ewentualnie odpowietrzyć.

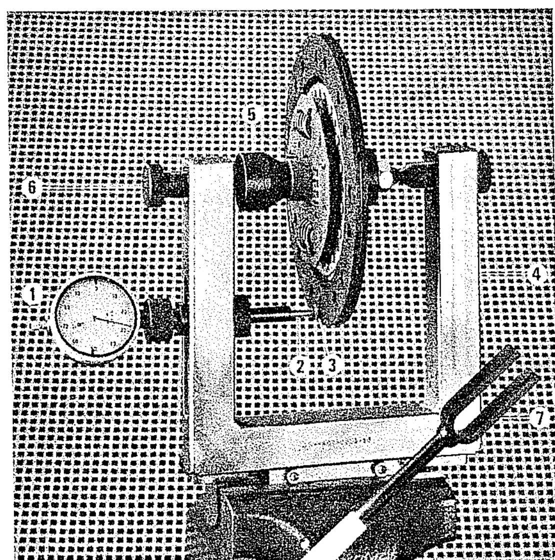
Zwracać uwagę na środkowanie osi silnika i skrzynki biegów.

11. Narzędzia specjalne

Fachowa i skuteczna naprawa sprzęgła jest w zasadzie niemożliwa bez użycia narzędzi specjalnych. Poniżej przedstawiono podstawowe narzędzia specjalne i sposób ich użycia. Narzędzia mogą być stosowane uniwersalnie albo tylko do określonego typu samochodu.

Przyrząd do prostowania i sprawdzania tarcz sprzęgła

Za pomocą tego uniwersalnego narzędzia (rys. 11.1) można przed zamontowaniem tarczy sprzęgła sprawdzić jej bicie boczne, które nie może przekroczyć 0,5 mm. Sprawdzenie to jest każdorazowo niezbędne przed zamontowaniem tarczy!

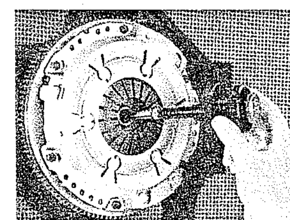


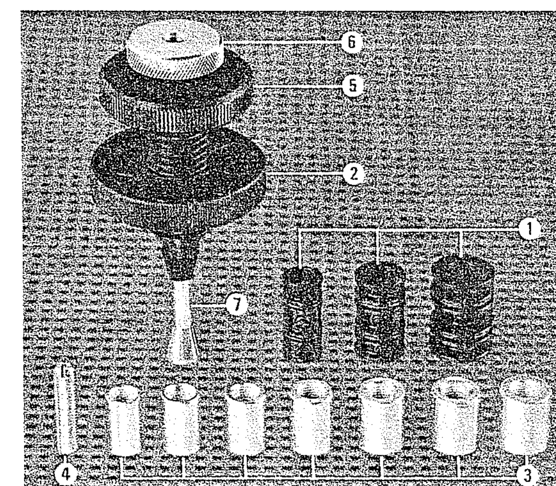
Rys. 11.1
Przyrząd do sprawdzania bicia bocznego i prostowania tarczy sprzęgła (Źródło: firma LuK)
1 – wskaźnik pomiaru, 2 – trzpień przedłużający, 3 – końcówka czujnika, 4 – rama mocująca, 5 – kieł, 6 – nakrętka naprężająca, 7 – widełki do prostowania

Jeżeli tarcza sprzęgła wykazuje bicie boczne większe niż dopuszczalne, można ją wyprostować na przyrządzie pokazanym na rysunku 11.1, używając widełek (7). Bicie musi być utrzymane w granicach tolerancji. Wyniki pomiarów odczytuje się na wskaźniku (1).

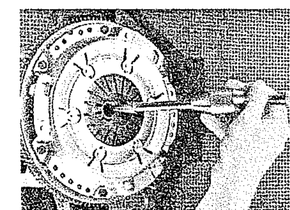
Przyrządy osiujące

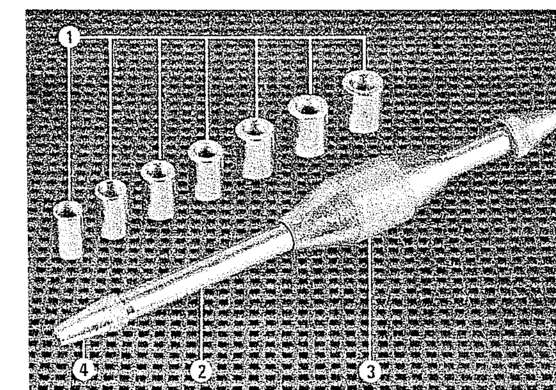
Do osiowania tarczy sprzęgła z tarczą dociskową jest niezbędny przyrząd albo trzpień osiujący. Poniżej przedstawiono trzy najczęściej stosowane uniwersalne wykonania tych przyrządów oraz konstrukcję specjalną dla VW Golf (sprzęgło ciągnione) – rysunki 11.2 do 11.4.



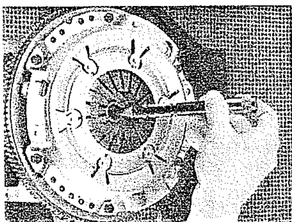


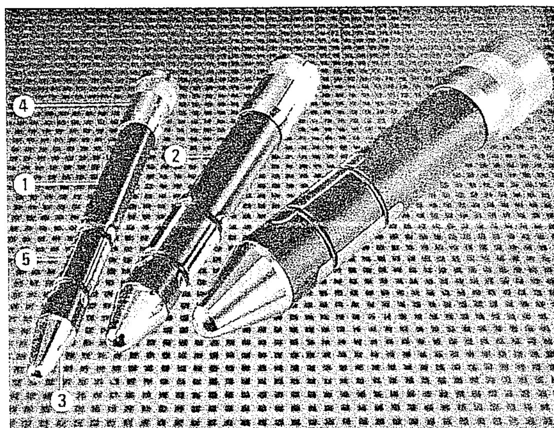
Rys. 11.2
Przyrząd osiujący do tarcz sprzęgła (Źródło: firma LuK)
1 – urządzenie napinające – zestawy, 2 – pokrętło ustalające, 3 – zestaw tulei osiujących, 4 – trzpień gwintowany, 5 – korpus, 6 – pokrętło napinające, 7 – śruba napinająca





Rys. 11.3
Trzpień osiujący do tarcz sprzęgła (Źródło: firma LuK)
1 – zestaw tulei osiujących, 2 – drążek prowadzący, 3 – stożek osiujący, 4 – końcówki

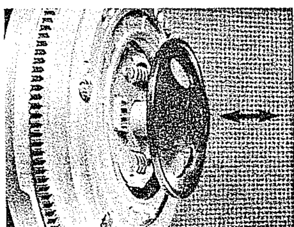


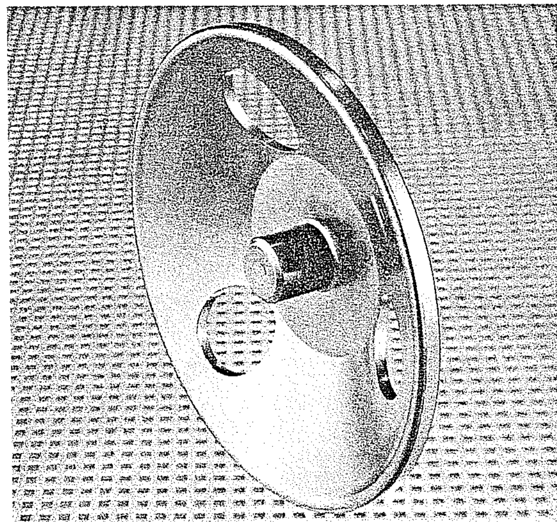


Rys. 11.4
Uniwersalne trzpienie osiujące do tarcz sprzęgła samochodów osobowych i ciężarowych (Źródło: firma LuK)

Przyrząd osiujący do tarczy sprzęgła

W samochodach VW Golf, Jetta i Sirocco zastosowano sprzęgła ciągnione, w których koło zamachowe jest mocowane do oprawy sprzęgła, przykręconej śrubami do czoła wału korbowego. Taka konstrukcja sprzęgła wymaga zastosowania specjalnego przyrządu w postaci tarczy osiującej (rys. 11.5).

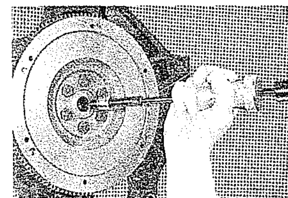


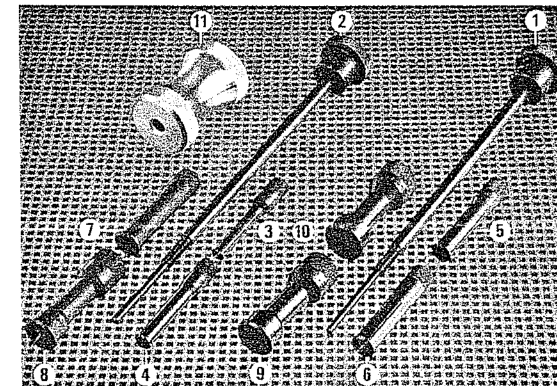


Rys. 11.5
Tarcza osiująca do VW Golf (Źródło: firma LuK)

Uniwersalny ściągacz do łożyska kulkowego koła zamachowego

Zastosowanie trzpieni rozpierających i pobijaka (rys. 11.6) umożliwia bezproblemowe wyjęcie łożyska z koła zamachowego.

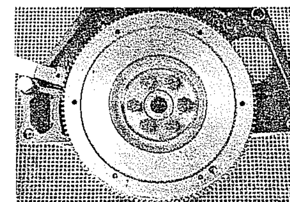


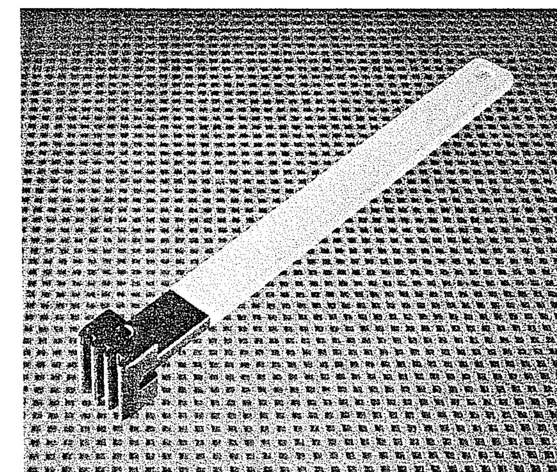


Rys. 11.6
Zestaw ściągaczy do łożyska kulkowego (Źródło: firma LuK)
1 i 2 – trzpienie rozpierające,
3 do 10 – szczęki rozpierające,
11 – pobijak

Uniwersalny klucz do przytrzymania koła zamachowego

Za pomocą takiego klucza (rys. 11.7) unieruchamia się koło zamachowe, w celu umożliwienia prawidłowego montażu tarczy dociskowej sprzęgła.

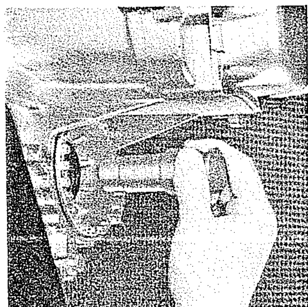


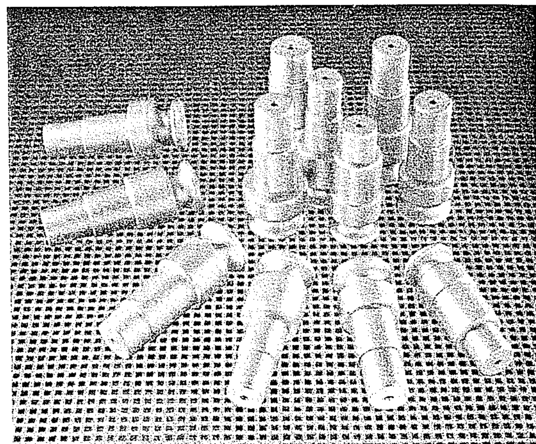


Rys. 11.7
Przytrzymywanie koła zamachowego za pomocą klucza (Źródło: firma LuK)

Trzpienie prowadzące i uszczelniające do mechanizmu różnicowego

Trzpienie te (rys. 11.8) zapobiegają wyciekowi oleju przy odłączaniu wału napędowego i blokują satelity w mechanizmie różnicowym.

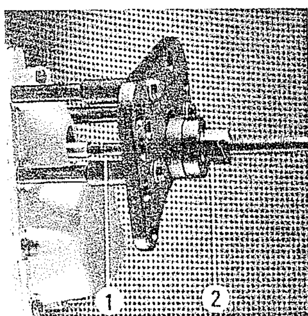




Rys. 11.8
Trzpienie do mechanizmu różnicowego (Źródło: firma LuK)

Ściągacz wałka sprzęgłowego w samochodach Opel

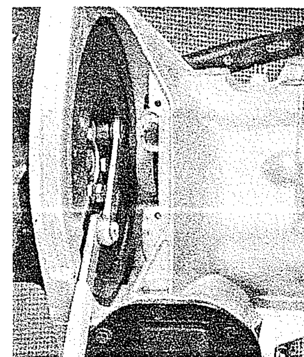
W samochodach Opel o napędzie przednich kół w celu wymiany sprzęgła należy wymontować wałek sprzęgłowy. Za pomocą specjalnego ściągacza (rys. 11.9) można wałek wymontować i ponownie zamontować.



Rys. 11.9
Uniwersalny ściągacz do wałka sprzęgłowego w samochodach Opel o napędzie przednich kół
(Źródło: firma LuK)

„Grzechotka" do samochodów Opel

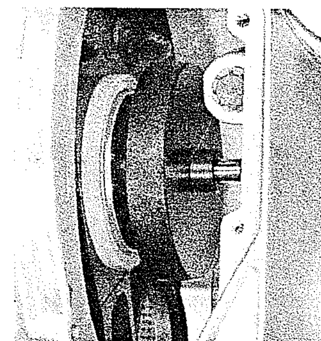
Montaż sprzęgła w samochodach Opel o przednim napędzie jest możliwy bez wymontowania skrzynki biegów. Jednak z uwagi na brak miejsca, należy użyć odpowiedniego klucza-grzechotki (rys. 11.10).

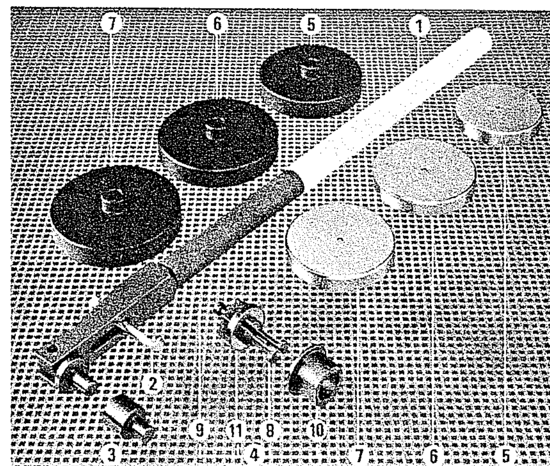


Rys. 11.10
Klucz-grzechotka do samochodów Opel o przednim napędzie (Źródło: firma LuK)
1 – dźwignia klucza, 2 – grzechotka, 3 i 4 – końcówki sześciokątne, 5 – końcówka do wielowypustu wewnętrznego

Zestaw montażowy do pierścieni uszczelniających łożyska kulkowego (Opel)

Do fachowego zamontowania i wymontowania pierścieni uszczelniających wału korbowego oraz łożyska koła zamachowego w samochodach Opel o napędzie przednich kół służy zestaw narzędzi przedstawiony na rysunku 11.11. Jest on szczególnie przydatny z racji bardzo ograniczonego miejsca pod obudową sprzęgła.

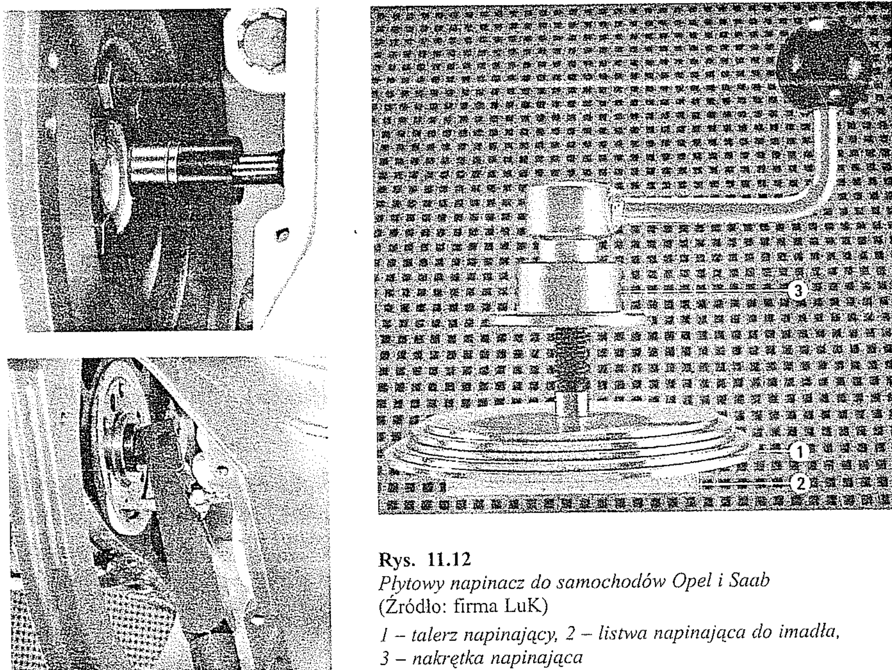




Rys. 11.11
Zestaw montażowy do wszystkich samochodów Opel o przednim napędzie (Źródło: firma LuK)
1 – urządzenie montażowe pierścieni uszczelniających, 2 – kieł ściągający, 3 – dociskacz łożyska koła zamachowego, 4 – ściągacz łożyska, 5 do 7 – tarcze dociskowa i prowadząca

Przyrząd do napinania tarczy dociskowej w samochodach Opel i Saab

W samochodach tych marek tarcza dociskowa może być montowana tylko w stanie napiętym, do czego służy przyrząd pokazany na rys. 11.12.



Rys. 11.12
Płytowy napinacz do samochodów Opel i Saab (Źródło: firma LuK)
1 – talerz napinający, 2 – listwa napinająca do imadła, 3 – nakrętka napinająca

Klamry trzymające do samochodów Opel o napędzie przednich kół

Klamry (rys. 11.13) utrzymują tarczę dociskową sprzęgła w położeniu „wyłączona", w celu umożliwienia jej zamontowania i wymontowania.

Rys. 11.13
Zestaw klamer przytrzymujących tarczę dociskową do samochodów Opel o napędzie przednich kół (Źródło: firma LuK)

Pierścienie naprężające do samochodów Saab

Pierścienie (rys. 11.14) pełnią tę samą funkcję, co klamry mocujące w samochodach Opel, to znaczy służą do przytrzymania tarczy dociskowej po jej napięciu na pokazanym wyżej przyrządzie do napinania.

Rys. 11.14
Pierścienie napinające tarczy dociskowej do samochodów Saab (Źródło: firma LuK)
1 – pierścień napinający 130 mm, 2 – pierścień napinający 141 mm, 3 – pierścień napinający 125 mm

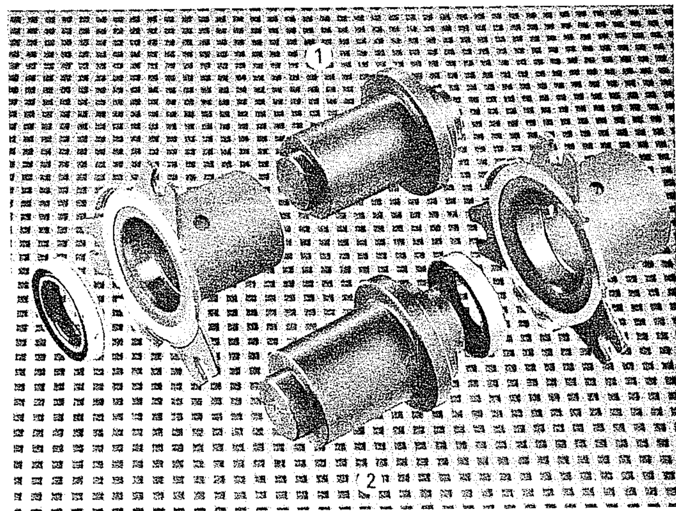
Przymiar do elementów sterowania sprzęgła (Opel)

Przymiar (rys. 11.15) służy do ustawiania i regulacji elementów sterowania sprzęgła w samochodach Opel z silnikami cztero- i sześciocylindrowymi CIH.

Rys. 11.15
Przymiar ustawczy do samochodów Opel (Źródło: firma LuK)

Zestaw montażowy do pierścieni uszczelniających wałka sprzęgłowego (Opel)

Zestaw ten (rys. 11.16) służy do wciskania i wyjmowania pierścieni z tulei prowadzącej łożyska wyciskowego, uszczelniających wałek sprzęgłowy w samochodach Opel o napędzie przednich kół.



Rys. 11.16
Zestaw montażowy do pierścieni uszczelniających do samochodów Opel
(Źródło: firma LuK)

Część B
Skrzynki biegów

12. Mechaniczne skrzynki biegów

12.1. Wiadomości ogólne

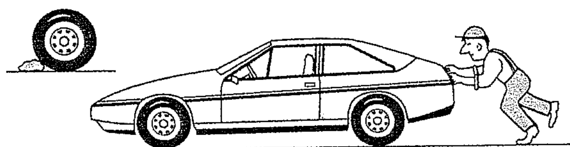
12.1.1. Warunki pracy

Skrzynka biegów jest pośrednikiem między siłą napędową a drogą.

Skrzynka biegów jest w układzie napędowym równie ważna, jak silnik. Dopiero właściwa współpraca obydwu tych zespołów i pozostałych elementów układu napędowego umożliwia ruszanie z miejsca oraz jazdę do przodu i do tyłu.

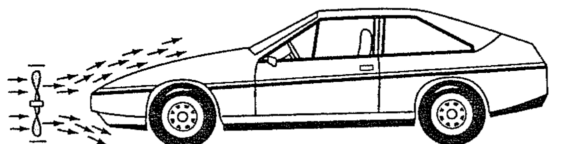
Samochód napotyka trzy podstawowe rodzaje oporów. Skrzynka biegów ze zróżnicowanymi przełożeniami (biegami) pozwala na przezwyciężenie oporów jazdy.

Opór toczenia μ (rys. 12.1) jest stosunkowo niewielki na dobrej nawierzchni i odpowiednio duży w przypadku jazdy po bezdrożach.

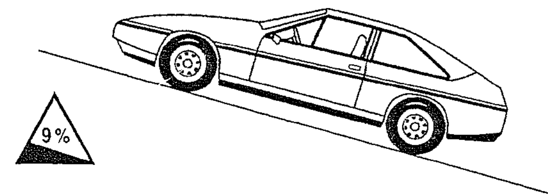


Rys. 12.1
Opór toczenia
Siła oporu toczenia $F_R = \mu\, m\, g$*;*
$m\, g$ *– siła ciążenia*

Opór powietrza (rys. 12.2) jest niewielki przy małych prędkościach jazdy i zwiększa się ze zwiększeniem prędkości. Opór powietrza zależy od kształtu nadwozia pojazdu (opór aerodynamiczny – iloczyn wartości c_w i pola powierzchni czołowej).



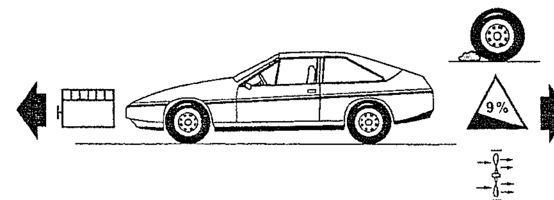
Rys. 12.2
Opór powietrza
Siła oporu powietrza
$F_L = {}^1/_2\, c_w\, A\, \rho\, v^2$*;* ρ *– gęstość powietrza;* v *– prędkość jazdy*



Rys. 12.3
Opór jazdy na wzniesieniu
Siła oporu $F_{st} = m\, g\, tg\, \alpha$

Opór jazdy na wzniesieniu (rys. 12.3) jest tym większy, im bardziej stroma jest droga (% pochylenia). Niekiedy w odniesieniu do samochodów użytkowych jest podawana maksymalna zdolność pokonywania wzniesień. W przypadku samochodów osobowych wartość ta bywa ograniczana w razie holowania przyczepy.

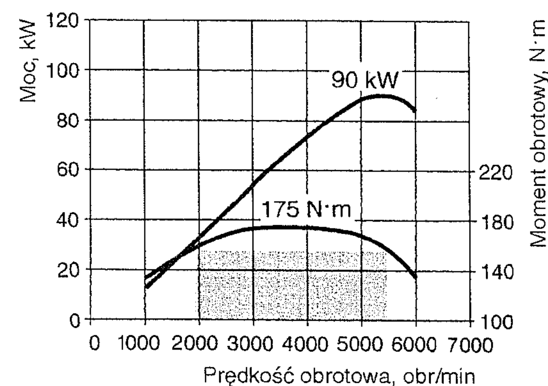
Suma wszystkich oporów (sił) powoduje konieczność rozwinięcia mocy napędowej, odpowiadającej każdorazowo dynamicznym warunkom jazdy (rys. 12.4). Przykładowy rachunek podano w punkcie 12.11.

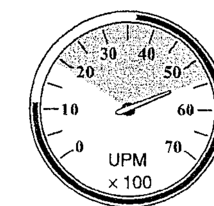


Rys. 12.4
Suma oporów

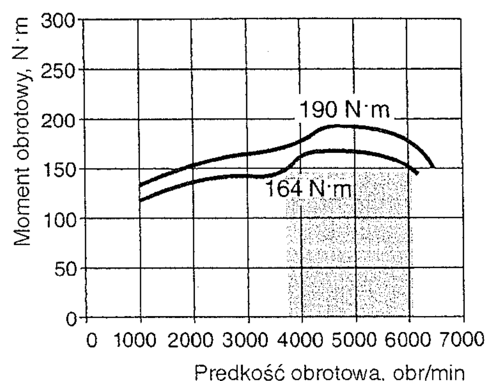
Sprostanie tym warunkom wymaga zainstalowania pomiędzy silnikiem a osiami napędowymi „elastycznego" urządzenia, nazwanego **skrzynką biegów** (porównaj części A i C tej książki).

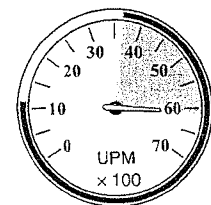
Skrzynki biegów samochodów osobowych mają dzisiaj, zależnie od masy pojazdu i mocy silnika, od 4 do 6 biegów jazdy w przód; w samochodach użytkowych może ich być nawet 6 do 16. Po co aż tyle biegów? Decydującą rolę odgrywa tutaj *użyteczny*



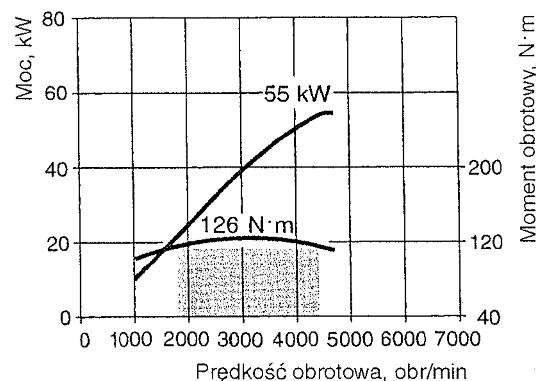


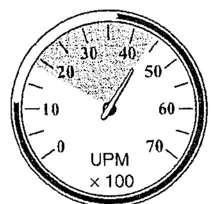
Rys. 12.5
Duży użyteczny zakres prędkości obrotowej



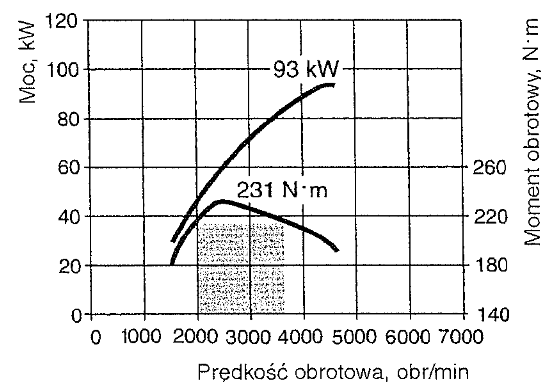


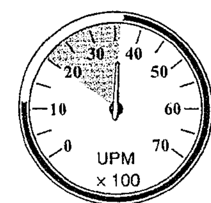
Rys. 12.6
Mały użyteczny zakres prędkości obrotowej





Rys. 12.7
Duży użyteczny zakres prędkości obrotowej





Rys. 12.8
Mały użyteczny zakres prędkości obrotowej

zakres prędkości obrotowej jednostki napędowej. Zilustrowano to kilkoma przykładami na rysunkach 12.5 do 12.8.

Im mniejszy jest *użyteczny zakres prędkości obrotowej*, tym więcej musi być przełożeń skrzynki biegów. Idealna byłaby skrzynka z nieskończoną liczbą biegów albo

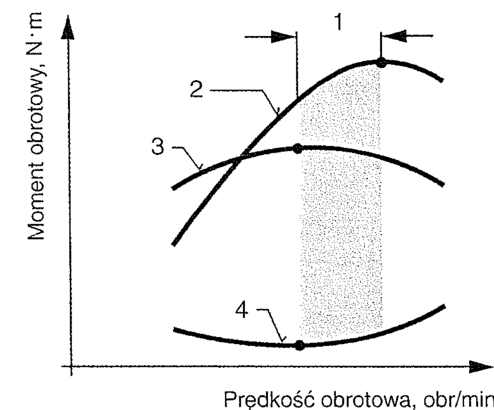
z nieustannie zmieniającymi się przełożeniami. Oczekiwania te są zrealizowane w niektórych konstrukcjach skrzynek biegów dostępnych na rynku, znanych pod nazwą **Multitronic** albo **CVT**.

Kierując się kryteriami trwałości i kosztów eksploatacji, producenci samochodów skoncentrowali się na:

- ❑ mechanicznych skrzynkach z 4 do 6 biegami oraz
- ❑ automatycznych skrzynkach z 3 do 6 biegami (Daimler-Chrysler – 7 biegów).

W chwili przyspieszania najkorzystniejszy jest zakres prędkości obrotowej silnika pomiędzy największą mocą a największym momentem obrotowym. Jednak akurat w tym zakresie wzrasta zużycie paliwa.

Przy stałej prędkości jazdy należy więc dążyć do utrzymania się w obszarze największego momentu obrotowego. Widać to dobrze na wykresie zużycia paliwa w funkcji prędkości obrotowej i momentu obrotowego silnika (rys. 12.9).



Rys. 12.9
Wykresy mocy, momentu obrotowego i jednostkowego zużycia paliwa oraz pożądanego zakresu pracy silnika spalinowego
1 – najbardziej pożądany zakres pracy silnika spalinowego, 2 – moc (kW), 3 – moment obrotowy (N·m), 4 – jednostkowe zużycie paliwa [g/(kW·h)]

Zadaniem skrzynki biegów jest dostarczenie na koła napędzane koniecznego w danych warunkach jazdy momentu napędowego.

W chwili ruszania z miejsca, czyli przejścia ze stanu zatrzymania do stanu ruchu, jest wymagany największy moment napędowy na kołach przy jednocześnie najmniejszej prędkości obrotowej silnika (praktycznie $n = 0$). Można to osiągnąć dzięki odpowiedniemu *zredukowaniu* prędkości obrotowej silnika, przy jednoczesnym *zwiększeniu* w takim samym stopniu wartości momentu napędowego (nie uwzględniając określonej straty, wynikającej ze współczynnika sprawności układu przeniesienia napędu).

Po ruszeniu z miejsca samochód przyspiesza i zwiększa się prędkość jazdy. W chwili osiągnięcia znamionowej prędkości obrotowej silnika musi się zmienić przełożenie w skrzynce biegów, żeby pojazd mógł nadal przyspieszać.

Idealna byłaby skrzynka biegów z nieskończoną liczbą przełożeń, czyli pracująca bezstopniowo, tak aby w każdych warunkach jazdy mieć do dyspozycji najkorzystniejszy moment na kołach napędowych.

12.1.2. Prędkość obrotowa

Silniki benzynowe pracują zwykle w zakresie prędkości obrotowych od 500 do 6000 obr/min; w silnikach o zapłonie samoczynnym górna wartość wynosi około 5000 obr/min. Silniki tłokowe charakteryzuje się dwoma podstawowymi danymi:

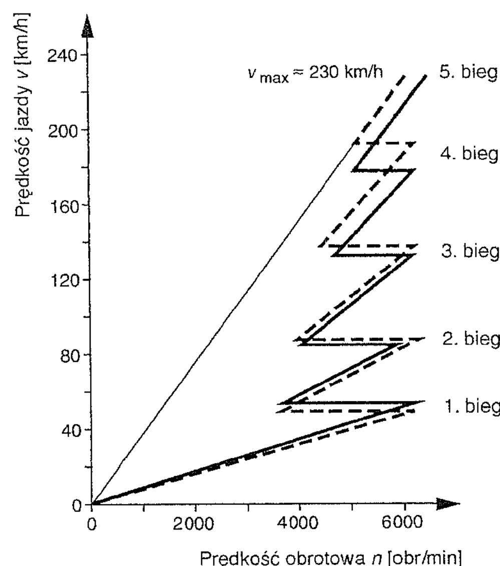
- największą mocą przy znamionowej prędkości obrotowej, np. P = 90 kW przy 6000 obr/min oraz
- największym momentem obrotowym, np. T = 130 N · m przy 4000 obr/min.

W kategoriach „sportowych":

W celu uzyskania największej prędkości samochodu należy znamionową prędkość obrotową silnika, na „najwyższym" (czyli bezpośrednim) biegu skrzynki biegów, przenieść za pośrednictwem osi napędowych (ze stałym przełożeniem) na koła napędowe.

W kategoriach „ekonomicznych":

W celu osiągnięcia możliwie dużej prędkości samochodu przy najmniejszej prędkości obrotowej silnika, a tym samym najmniejszym zużyciu paliwa, należy „najwyższy" bieg skrzynki biegów zaprojektować jako „bieg ekonomiczny" (oszczędny) – rys. 12.10.



Rys. 12.10
Linia ciągła – skrzynka S 5-31 z biegiem bezpośrednim, linia kreskowa – skrzynka z biegiem oszczędnym

12.1.3. Moment obrotowy

Każdy silnik ma określony maksymalny moment obrotowy T_{max}. Wielkość ta informuje o możliwościach silnika, a jej wartość jest podstawą do obliczeń elementów skrzynki biegów, np.:

- kół zębatych,
- sztywności obudowy,
- wielkości łożysk,
- średnicy wałków.

W danym samochodzie przełożenie osi napędowych jest wartością stałą (i_{ON} zawiera się pomiędzy 2,0 i 6,0). Zależy ono od masy pojazdu, mocy napędowej oraz znamionowej prędkości obrotowej silnika i determinuje **zakres prędkości jazdy**.

Moment obrotowy na kołach napędowych oblicza się w następujący sposób:
moment obrotowy silnika × przełożenie skrzynki biegów × przełożenie osi napędowej

Przykład

T_{Siln} = 130 N·m
I_{Skrz} = 1,0 (na najwyższym biegu)
I_{ON} = 3,0
Moment obrotowy na kołach wyniesie zatem 130·1,0·3,0 = 390 N·m.

W celu zwiększenia wartości momentu obrotowego (siły napędowej) skrzynka biegów otrzymuje różne przełożenia – **biegi**. Liczba biegów i **zakres przełożeń** skrzynki biegów zależą od wymagań stawianych danemu pojazdowi.

12.1.4. Przełożenia

Każdemu biegowi są przyporządkowane konkretne **przełożenia**. W zakresie niskich biegów chodzi o uzyskanie niezbędnej siły napędowej, a na biegach wyższych – o osiągnięcie dużej prędkości jazdy.

Na rysunku 12.10 pokazano przykład w odniesieniu do pięciobiegowej skrzynki biegów firmy ZF – S 5-31 w wersjach z biegiem bezpośrednim i biegiem oszczędnym.

Prędkość obrotowa silnika: maks. 6000 obr/min.

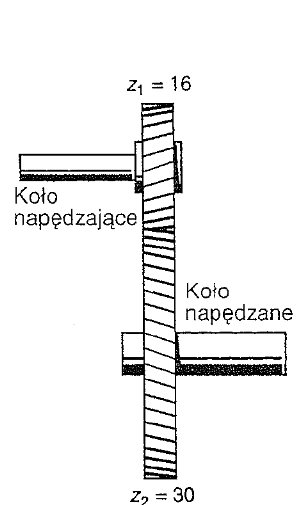
Maksymalna prędkość jazdy: 230 km/h.

Taki wykres można sporządzić we własnym zakresie, jeżeli są znane następujące dane:

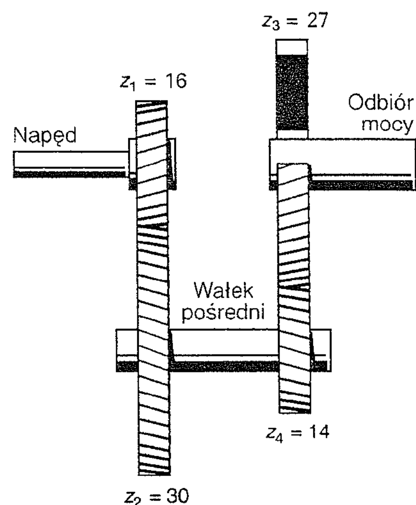
- teoretyczna maksymalna prędkość jazdy,
- największy moment obrotowy,
- przełożenie skrzynki biegów (tabl. 12.1) oraz
- liczba biegów.

Tablica 12.1

	Wersja skrzynki biegów	
	Bieg bezpośredni	Bieg oszczędny
1. bieg	4,20	3,83
2. bieg	4,49	2,20
3. bieg	1,66	1,40
4. bieg	1,24	1,00
5. bieg	1,00	0,81



Rys. 12.11
Przełożenie i = 1,875



Rys. 12.12
Przełożenie i = 3,6

Przykład dla przełożenia jednostopniowego (rys.12.11)

i = koło napędzane/koło napędzające = $z_2/z_1 \geq 1{,}0$.

Przy jednostopniowym przełożeniu (współpraca tylko dwóch kół zębatych) będzie to:

$$\frac{z_2}{z_1} = \frac{30}{16} = 1{,}875,$$

a zatem przełożenie $i = 1{,}875$.

Przykład dla przełożenia dwustopniowego

W skrzynkach biegów używa się dla każdego biegu przełożeń dwustopniowych (rys. 12.12), czyli z udziałem dwóch par kół zębatych. Wartość przełożenia oblicza się następująco:

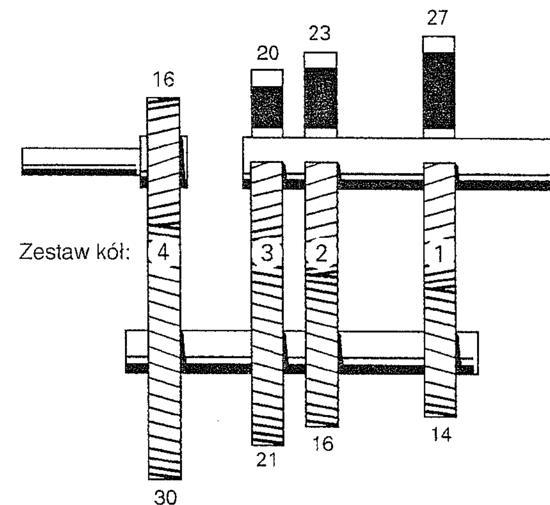
$$\frac{z_2}{z_1}\frac{z_3}{z_4} = \frac{30 \cdot 27}{16 \cdot 14} = \frac{810}{224} = 3{,}616,$$

a zatem przełożenie $i = 3{,}62$.

Na rysunku 12.13 przedstawiono **zestaw kół zębatych w czterobiegowej skrzynce biegów** w wersji z biegiem bezpośrednim. Koła zębate mają różne liczby zębów i pozostają w stałym zazębieniu.

Koła o liczbie zębów 20, 23 i 27 są osadzone **obrotowo** na wałku głównym (zdawczym), natomiast koła o liczbie zębów 14, 16 i 21 są osadzone **na stałe** na wałku pośrednim.

Zestaw (4), w którego skład wchodzi wałek sprzęgłowy z kołem o 15 zębach i koło z 30 zębami jest nazywany stałą napędową.



Rys. 12.13
Zestaw kół zębatych czterobiegowej skrzynki biegów w wersji z biegiem bezpośrednim
$i_{1.bieg} = 3{,}62;\ i_{2.bieg} = 2{,}7;\ i_{3.bieg} = 1{,}8$

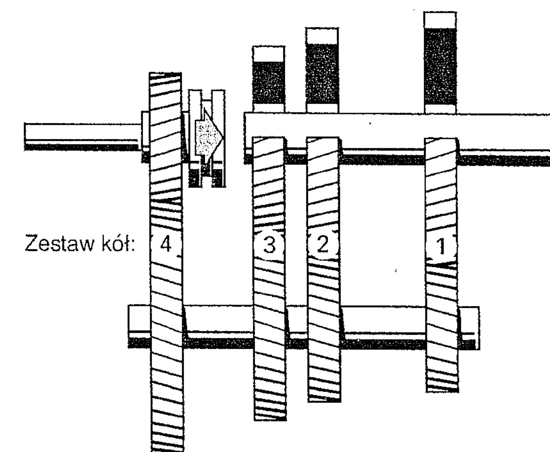
Przełożenia biegów 1. do 3. oblicza się następująco:

$$i_{1.bieg} = i_{zestaw\,(4)}\ i_{zestaw\,(1)} = \frac{30 \cdot 27}{16 \cdot 14} = \frac{810}{224} = 3{,}62$$

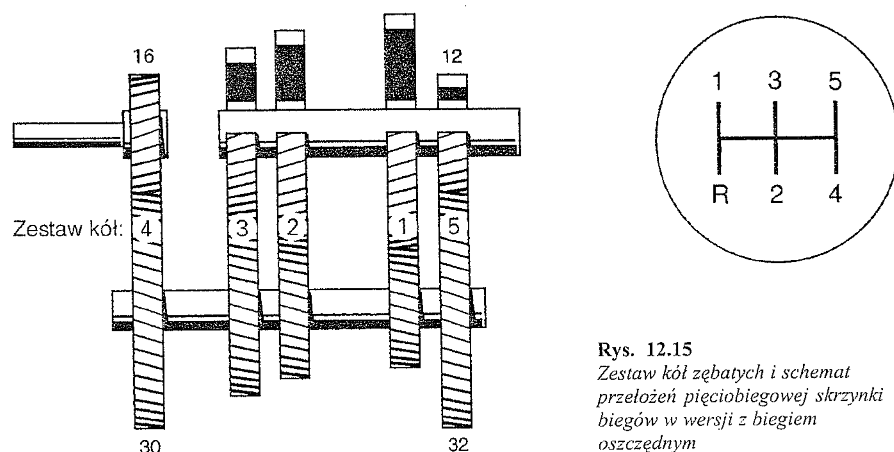
$$i_{2.bieg} = i_{zestaw\,(4)}\ i_{zestaw\,(2)} = \frac{30 \cdot 23}{16 \cdot 16} = \frac{690}{256} = 2{,}659$$

$$i_{3.bieg} = i_{zestaw\,(4)}\ i_{zestaw\,(3)} = \frac{30 \cdot 20}{16 \cdot 21} = \frac{600}{336} = 1{,}79$$

Na biegu 4. wałek sprzęgłowy jest połączony z wałkiem głównym i w ten sposób uzyskuje się bieg „bezpośredni" z przełożeniem $i = 1{,}0$ (rys. 12.14).



Rys. 12.14
4. bieg (bezpośredni) o przełożeniu i = 1,0



Rys. 12.15
Zestaw kół zębatych i schemat przełożeń pięciobiegowej skrzynki biegów w wersji z biegiem oszczędnym

Zestawienie kół zębatych **pięciobiegowej skrzynki biegów** w wersji z biegiem oszczędnym (bieg 5. jest także nazywany **ekonomicznym** albo **nadbiegiem**) przedstawiono na rysunku 12.15. Dodatkowy zestaw kół (5) składa się z **luźno** osadzonego koła o 12 zębach i koła **stałego** o 32 zębach.

Tą samą metodą można obliczyć przełożenie dla 5. biegu:

$$i_{5.\text{bieg}} = i_{\text{zestaw}(4)}\ i_{\text{zestaw}(5)} = \frac{30\cdot 12}{16\cdot 32} = \frac{360}{512} = 0{,}70$$

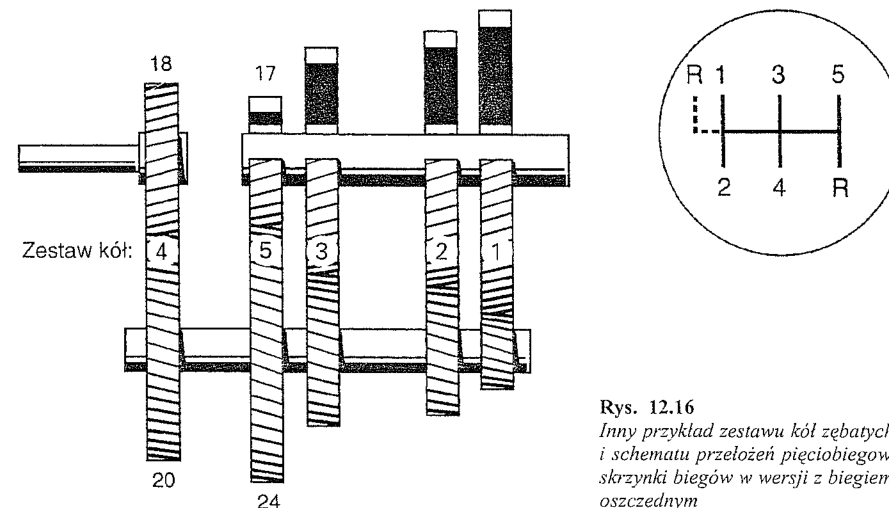
Jest to więc przełożenie *przyspieszające*.

Inny zestaw kół zębatych pięciobiegowej skrzynki biegów pokazano na rys. 12.16. Zestaw (5) jest tutaj umieszczony przed zestawem (3). Przy liczbach zębów np. 18/20 dla stałej napędowej i 17/24 dla zestawu (5) przełożenie dla 5. biegu wynosi 0,79.

Najważniejsza różnica między opisanymi skrzynkami biegów to inne schematy przełożeń.

Rosnące oczekiwania pod adresem komfortu jazdy, zużycia paliwa, poziomu hałasu i czystości spalin oznaczają konieczność dostosowania skrzynek biegów do różnych silników, zabudowywanych w danym typie pojazdu. W tym celu samochody osobowe coraz częściej są wyposażane w **sześciobiegowe** skrzynki biegów. Pozwalają one na uzyskanie większej rozpiętości przełożeń i na lepsze wykorzystanie mocy silnika i momentu obrotowego, uzyskanie większego komfortu jazdy, szczególnie przy wolnej jeździe, dzięki spokojniejszej pracy silnika, lepszej ochrony środowiska dzięki zmniejszonemu zużyciu paliwa, większej siły napędowej na 1. biegu. Skrzynki te są jednak droższe w produkcji, mają większą masę i gorszy współczynnik sprawności. Można wyróżnić trzy odmiany sześciobiegowych skrzynek biegów.

Odmiana pierwsza: obszar między biegiem najniższym a najwyższym jest podzielony na sześć zamiast na pięć biegów. Zaletą jest precyzyjniejsze stopniowanie skrzynki biegów. Skoki między przełożeniami kolejnych biegów są mniejsze, co pozwala lepiej



Rys. 12.16
Inny przykład zestawu kół zębatych i schematu przełożeń pięciobiegowej skrzynki biegów w wersji z biegiem oszczędnym

niż w przypadku skrzynki pięciobiegowej utrzymywać prędkości obrotowe silnika w korzystniejszym zakresie. Jeżeli biegi są przełączane w odpowiedniej chwili, skrzynka sześciobiegowa umożliwia uzyskanie dobrych przyspieszeń, nie ma natomiast zmiany maksymalnej prędkości jazdy w stosunku do wersji ze skrzynką pięciobiegową.

Odmiana druga: wszystkie pięć biegów przesunięto nieco do góry, zachowując przełożenie na 1. biegu. Stopniowanie skrzynki jest dokładniejsze i nieco większa jest maksymalna prędkość samochodu.

Na podobnej zasadzie opracowano pięciobiegową sportową skrzynkę biegów dla VW Golf. W tablicy 12.2 zestawiono porównawczo przełożenia całkowite skrzynek cztero- i pięciobiegowej. Dla obydwu wersji przyjęto tę samą znamionową prędkość obrotową silnika 5600 obr/min i takie samo ogumienie. Z zestawienia wynika dokładniejsze stopniowanie skrzynki pięciobiegowej i tylko o 10 km/h większa prędkość maksymalna. Wartości przełożeń na biegach pierwszym i wstecznym są w obydwu skrzynkach takie same.

Tablica 12.2

Czterobiegowa skrzynka biegów			Pięciobiegowa skrzynka biegów		
Bieg	Przełożenie całkowite	Prędkość km/h	Bieg	Przełożenie całkowite	Prędkość km/h
Wsteczny	12,33	47	Wsteczny	12,33	47
1.	13,45	44	1.	13,45	44
2.	7,55	78	2.	8,25	71
3.	5,02	117	3.	5,63	105
4.	3,77	156	4.	4,4	134
			5.	3,55	166

Tablica 12.3

	Silnik			
	2,8 l – 150 kW–VR6/4V		1,9 l – 85 kW–TD	
	Przełożenie	Przełożenie całkowite	Przełożenie	Przełożenie całkowite
1. bieg/zestaw kół I	41:12 = 3,417	14,351	31:11 = 1:3,818	12,363
2. bieg/zestaw kół I	40:19 = 2,105	8,841	40:19 = 1:2,105	6,816
3. bieg/zestaw kół I	40:28 = 1,429	6,002	39:29 = 1:1,345	4,360
4. bieg/zestaw kół I	37:34 = 1,088	4,470	35:36 = 1:0,972	3,147
5. bieg/zestaw kół II	34:31 = 1,097	3,640	32:33 = 1:0,970	2,537
6. bieg/zestaw kół II	31:34 = 0,912	3,024	29:36 = 1:0,806	2,108
Bieg wsteczny/zestaw kół II	(30:12)·(23:14) = 4,107	13,520	(31:11)·(23:14) = 4,630	12,108
Przełożenie zestawu kół I	63:15 = 4,200		68:21 = 3,238	
Przełożenie zestawu kół II	63:19 = 3,316		68:26 = 2,615	
Wersja	Sportowa		Komfortowa	

Odmiana trzecia: przełożenia biegów 1. do 5. pozostają bez zmian. Bieg 6. jest dołożony na górze. Jest on więc typowym biegiem do szybkiej jazdy, oszczędnym. Szósty bieg jest włączany po rozpędzeniu samochodu na 5. biegu do żądanej prędkości. Prędkość jazdy zostaje zachowana przy zmniejszonej prędkości obrotowej silnika.

W tablicy 12.3 zestawiono wartości przełożeń dwóch sześciobiegowych skrzynek biegów.

12.2. Budowa mechanicznych skrzynek biegów

12.2.1. Ogólna klasyfikacja skrzynek biegów

Rozróżnia się skrzynki biegów:

- współosiowe i
- niewspółosiowe.

Mogą one być wykonane jako skrzynki biegów:

- z przesuwnymi kołami (przestarzałe),
- ze sprzęgłami kłowymi (Aphon),
- synchronizowane,
- automatyczne.

Automatyczne skrzynki biegów są zawsze współosiowe.

12.2.2. Współosiowe skrzynki biegów

Wałki napędzający (sprzęgłowy) i napędzany (główny) leżą zawsze w tej samej osi (linia środkowa na rysunku 12.17). Kierunek obrotów na wyjściu ze skrzynki biegów jest taki sam jak kierunek obrotów na wejściu do skrzynki. Skrzynka ma trzy wałki.

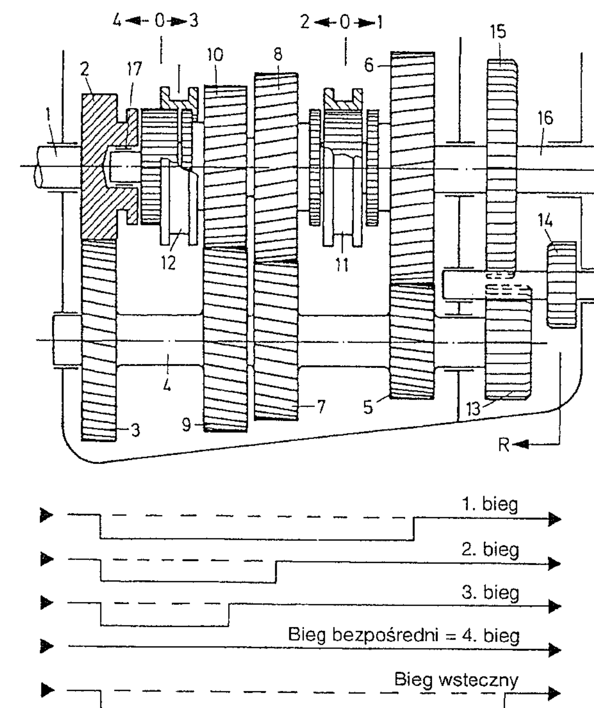
- sprzęgłowy (1),
- pośredni (4),
- główny (16).

Współosiowe skrzynki biegów są stosowane w samochodach z tradycyjnym układem napędowym np. BMW, Daimler Chrysler oraz w samochodach użytkowych. Bieg wsteczny jest włączany za pomocą przesuwnego koła zębatego wstecznego biegu (14).

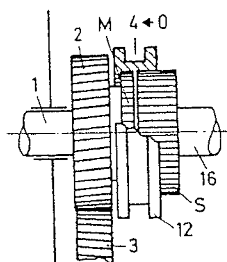
Na wszystkich biegach w przód, poza biegiem bezpośrednim, przepływ mocy następuje przez dwie pary kół zębatych, czyli cztery koła (para kół to dwa pozostające w zazębieniu koła zębate).

Wszystkie przełączenia biegów w przód są zawsze realizowane na wałku głównym skrzynki biegów.

Przepływ mocy na poszczególnych biegach jest pokazany na schemacie kinematycznym na rysunku 12.17, przedstawiającym wzajemne położenie kół zębatych dla 3. biegu. Na tym biegu moc przepływa następująco: wałek sprzęgłowy (1), koło zębate (2), koło zębate (3), wałek pośredni (4), koło stałe (9), osadzone obrotowo koło (10), które za pomocą mechanizmu sprzęgającego (12), składającego się z tulei przełączającej, piasty i synchronizatora, jest łączone z wałkiem głównym (16) skrzynki biegów. Na wszystkich biegach w przód, poza 4. biegiem bezpośrednim, przepływ mocy odbywa się zawsze przez parę kół zębatych, składającą się z kół (2 i 3) i nazywaną *stałą napędową*, na wałek pośredni (4).



Rys. 12.17
Budowa i działanie współosiowej czterobiegowej skrzynki biegów (z biegiem bezpośrednim)
1 – wałek sprzęgłowy z kołem zębatym napędzającym, 2,3 – koła napędzające wałka pośredniego, 4,5,6 – zestaw kół zębatych dla 1. biegu, 7, 8 – zestaw kół zębatych dla 2. biegu, 9,10 – zestaw kół zębatych dla 3. biegu, 11 – tuleja włączająca dla 1. i 2. biegu, 12 – tuleja włączająca dla 3. i 4. biegu, 13 – koło napędzające biegu wstecznego, 14 – koło przesuwne biegu wstecznego, 15 – koło stałe biegu wstecznego, 16 – wałek główny, 17 – łożysko igiełkowe do osadzenia wałka głównego w wałku sprzęgłowym
Koła zębate 6, 8 i 10 są osadzone obrotowo na wałku głównym, przeważnie na łożyskach igiełkowych. Przy włączaniu biegów koła te zostają sprzęgnięte z wałkiem głównym. Koła 2,3,5,7,9,13 i 15 są na stałe osadzone na odpowiednim wałku



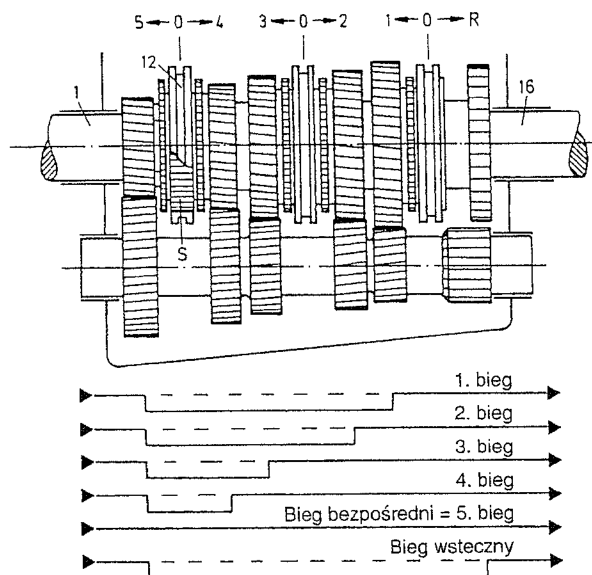
Rys. 12.18
Przepływ mocy na biegu bezpośrednim. Moc jest przenoszona z wałka sprzęgłowego (1) ze stałym kołem zębatym (2) i jego zębatym zabierakiem (M) poprzez przesuwną tuleję włączającą (12) i synchronizator (S) bezpośrednio na wałek główny (16) skrzynki biegów

Na 4. biegu **bezpośrednim** moc przepływa z wałka sprzęgłowego (1) bezpośrednio na wałek główny (16). Pokazano to bliżej na rysunku 12.18. Jeśli samochód stoi, silnik pracuje i sprzęgło jest włączone, wszystkie koła zębate, oprócz przesuwnego koła biegu wstecznego i koła stałego (15) obracają się w trybie biegu jałowego skrzynki biegów.

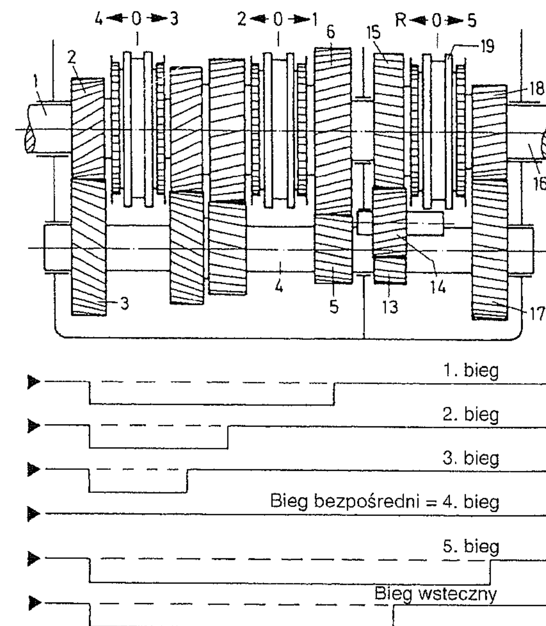
Współosiowe pięciobiegowe skrzynki biegów

W tej grupie rozróżnia się dwie odmiany.

Skrzynki pięciobiegowe z biegiem bezpośrednim, w których bieg 5. jest biegiem bezpośrednim. Na rysunku 12.19 przedstawiono schematycznie pięciobiegową skrzynkę biegów samochodu Porsche 928 (pominięto koło zębate biegu wstecznego). Przepływ mocy na poszczególnych biegach pokazano na schemacie kinematycznym pod rysunkiem skrzynki.



Rys. 12.19
Pięciobiegowa skrzynka biegów z biegiem 5. jako bezpośrednim. Moc jest przenoszona z wałka sprzęgłowego (1) na tuleję włączającą (12), która musi być przesunięta w lewo oraz przez synchronizator (S) na wałek główny (16). Na rysunku nie pokazano przesuwnego koła biegu wstecznego



Rys. 12.20
Współosiowa pięciobiegowa skrzynka biegów. Biegiem bezpośrednim jest bieg 4. (porównaj przepływ mocy z rys. 12.19). Bieg 5. jest przełożeniem przyspieszającym (nadbieg). Na 5. biegu moc jest przenoszona z wałka sprzęgłowego (1) przez koła zębate (2) i (3) na wałek pośredni (4), który obraca się nieco wolniej od wałka sprzęgłowego, a następnie przez koło stałe (17) na osadzone obrotowo koło (18); po przesunięciu tulei włączającej (19) z niewidocznym na rysunku synchronizatorem w prawo moc jest przenoszona na wałek główny (16). Liczba zębów kół (17) i (18) jest tak dobrana, żeby wałek główny (16) obracał się szybciej od wałka sprzęgłowego. Przepływ mocy na poszczególnych biegach pokazano na schemacie kinematycznym. Koła zębate biegu wstecznego (13, 14 i 15) są w stałym zazębieniu i w obrocie. Dlatego dla wyciszenia mają skośne zęby. W celu włączenia wstecznego biegu tuleja włączająca (19) jest przesuwana w lewo. Następuje wtedy połączenie osadzonego obrotowo koła (15) poprzez jego synchronizator (nie pokazany na rysunku) z wałkiem głównym skrzynki

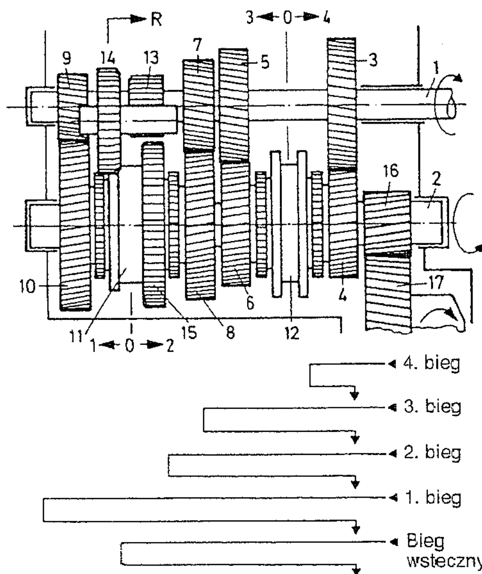
Skrzynki pięciobiegowe, w których bieg 4. jest biegiem bezpośrednim, a bieg 5. tzw. nadbiegiem, czyli przełożeniem przyspieszającym. Na biegu 5. wejściowa prędkość obrotowa jest mniejsza od wyjściowej (rys. 12.20).

Skrzynki biegów na schematach 12.17, 12.19 i 12.20 mogą być zarówno skrzynkami ze sprzęgłami kłowymi, jak też synchronizowane (dla większej przejrzystości rysunków nie pokazano synchronizatorów).

Obydwa rodzaje skrzynek są też określane jako skrzynki *Aphon*, czyli szczególnie cicho pracujące. Cecha szczególna: wszystkie pary kół zębatych, z wyjątkiem biegu wstecznego, są stale zazębione. W celu utrzymania jak najniższego poziomu hałasu, każde koło zębate biegów w przód ma zęby skośne. Skrzynka ze sprzęgłami kłowymi oznacza, że wszystkie biegi w przód są włączane za pomocą przesuwnych tulei włączających – sprzęgieł kłowych.

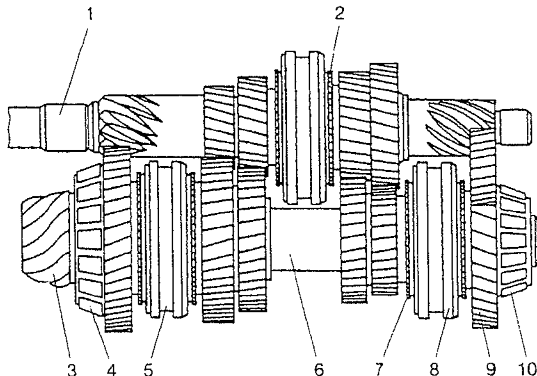
12.2.3. Niewspółosiowe skrzynki biegów

Wałki napędzający (sprzęgłowy) i napędzany (główny) nie leżą w tej samej osi (rys. 12.21). Kierunek obrotów na wyjściu ze skrzynki jest przeciwny do kierunku obrotów na wejściu do skrzynki. Skrzynka ma dwa wałki: sprzęgłowy (1) i główny (2). W skrzynkach sześciobiegowych są także możliwe 3 wałki.



Rys. 12.21
Niewspółosiowa skrzynka biegów. Na wszystkich biegach moc jest przenoszona tylko przez jedną parę kół zębatych (patrz schemat kinematyczny pod rysunkiem)
1 – wałek sprzęgłowy, 2 – wałek główny, 3, 4 – para kół zębatych dla 4. biegu, 5, 6 – para kół zębatych dla 3. biegu, 7, 8 – para kół zębatych dla 2. biegu, 9, 10 – para kół zębatych dla 1. biegu, 11 – tuleja włączająca dla 1. i 2. biegu, 12 – tuleja włączająca dla 3. i 4. biegu, 16, 17 – para kół zębatych napędu półosi Koło zębate (17) jest połączone z mechanizmem różnicowym. Dla ułatwienia włączania wstecznego biegu przyporządkowane mu koła (13, 14 i 15) mają fazowane krawędzie. Koło (13) jest szersze od uzębienia (15) tulei włączającej (11). Dzięki temu, w chwili włączania wstecznego biegu, koło przesuwne (14) najpierw zazębia się z kołem (13) i dopiero po dalszym przesunięciu także z uzębieniem (15) tulei. Odnosi się to w zasadzie do wszystkich skrzynek, w których włączenie biegu wstecznego następuje za pomocą przesuwnego koła biegu wstecznego

Przełączanie biegów następuje na wałku sprzęgłowym, na wałku głównym albo na obydwu jednocześnie. W skrzynkach niewspółosiowych nie ma biegu bezpośredniego. Najwyższy bieg jest zawsze przełożeniem przyspieszającym (nadbieg) – rys. 12.22.



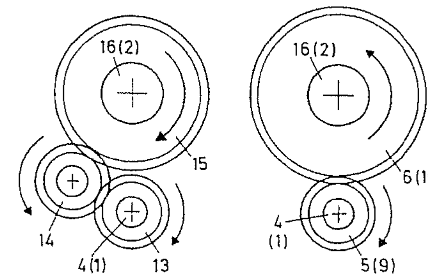
Rys. 12.22
Niewspółosiowa, pięciobiegowa skrzynka biegów
1 – wałek sprzęgłowy, 2 – tuleja włączająca 3. i 4. biegu, 3 – zębnik, 4 – łożysko kulkowe skośne, 5 – tuleja włączająca 1. i 2. biegu, 6 – wałek główny, 7 – uzębienie sprzęgające, 8 – tuleja włączająca 5. biegu i wstecznego, 9 – koło zębate wstecznego biegu, 10 – łożysko kulkowe skośne

Skrzynki biegów niewspółosiowe są stosowane w samochodach osobowych o napędzie przednich kół jako skrzynki pięcio- albo sześciobiegowe.

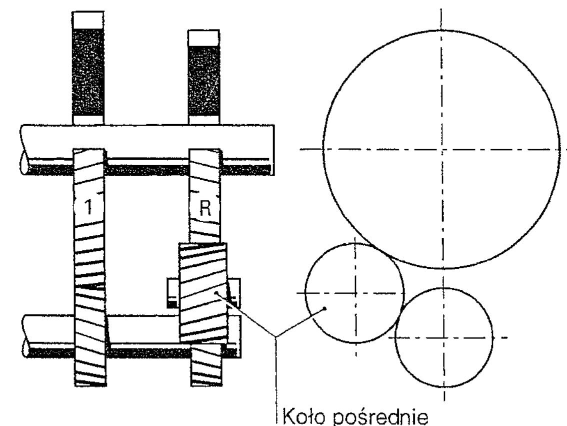
12.2.4. Skrzynki biegów z kołem przesuwnym

Przełączanie biegów poprzez przesuwanie kół zębatych jest jeszcze stosowane tylko dla biegu wstecznego. *Na wstecznym biegu kierunek obrotów jest zmieniany na przeciwny.* Aby to osiągnąć moc nie jest przenoszona z wałka sprzęgłowego na wałek główny, jak to się dzieje przy biegach do przodu, lecz poprzez koło zębate pośrednie wstecznego biegu. Na rysunku 12.23, po lewej, pokazano usytuowanie kół zębatych na wstecznym biegu, po prawej zaś, dla porównania, na pierwszym biegu. Włączanie biegu wstecznego wyjaśniono w opisie do rysunków 12.20 i 12.21.

Jazdę do tyłu umożliwia w każdej skrzynce biegów **wsteczny bieg** (rys. 12.24) z zestawem kół zębatych (R). Pomiędzy wałkiem pośrednim i wałkiem głównym znajduje się dodatkowo **koło zębate biegu wstecznego**, pozwalające na zmianę kierunku



Rys. 12.23
Wsteczny bieg w mechanicznej skrzynce biegów
Po lewej: moc jest przenoszona z wałka pośredniego (4) poprzez koło stałe (13) najpierw na koło wstecznego biegu (14), a z niego na koło (15), które jest zblokowane z wałkiem głównym (16).
Po prawej: dla porównania zestaw dla 1. biegu. Moc jest przenoszona z wałka pośredniego (4) poprzez osadzone na nim koło stałe (5) na koło (6) wałka głównego bez udziału koła pośredniego. Numery indeksów są takie same jak na rysunkach 12.17 i 12.20. Do rysunku 12.21 (skrzynka biegów niewspółosiowa) odnoszą się numery indeksów w nawiasach



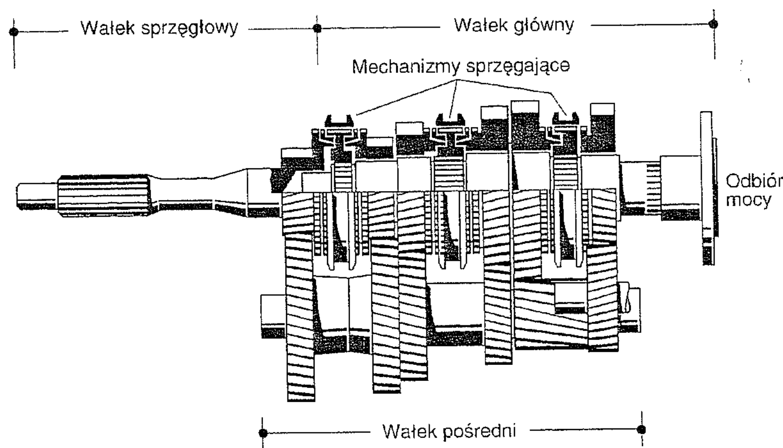
Rys. 12.24
Bieg wsteczny. Między wałkiem pośrednim i głównym jest umieszczone koło pośrednie

obrotów na przeciwny. Liczba zębów tego koła nie ma znaczenia dla wartości przełożenia.

Inaczej niż w dawnych konstrukcjach skrzynek biegów, w których koło zębate wstecznego biegu było kołem przesuwnym, we współczesnych skrzynkach także wsteczny bieg jest synchronizowany.

Usytuowanie zestawu kół zębatych wstecznego biegu w skrzynce jest zależne od jej schematu kinematycznego (porównaj rysunki 12.15 i 12.16). Jak już wspomniano, pary kół są w stałym zazębieniu, przy czym koła na wałku głównym są przeważnie osadzone obrotowo na łożyskach igiełkowych.

Zanim określone przełożenie (bieg) stanie się skuteczne, musi zostać ustanowione przenoszące moc połączenie między kołem swobodnym odpowiedniej pary kół zębatych a wałkiem głównym. W tym celu między kołami swobodnymi (osadzonymi obrotowo) umieszczono **mechanizmy sprzęgające** (rys. 12.25).

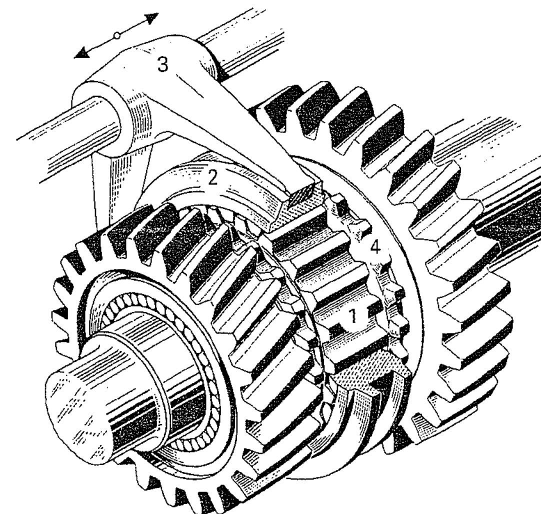


Rys. 12.25
Między kołami osadzonymi obrotowo są umieszczone mechanizmy sprzęgające

12.2.5. Skrzynki biegów ze sprzęgłami kłowymi

Jednym z najstarszych rozwiązań są sprzęgła kłowe (rys. 12.26). Składają się one z osadzonego na wałku głównym wieńca zębatego (1) i prowadzonej po nim uzębionej wewnętrznie tulei przesuwnej (2).

W celu włączenia biegu tuleja jest przesuwana widełkami przełączającymi (3) w lewo albo w prawo i nasuwana nad wąskie uzębienie (4) odpowiedniego swobodnego koła. Dzięki temu powstaje przenoszące moc połączenie z wałkiem głównym. Jest to jednak możliwe tylko wtedy, kiedy między sprzęganymi elementami (tuleją przesuwną i swobodnie osadzonym kołem zębatym) nie występuje różnica prędkości obrotowych. W przeciwnym razie musi dojść do „zgrzytów".



Rys. 12.26
Sprzęgło kłowe
1 – wieniec zębaty osadzony na wałku głównym,
2 – tuleja przesuwna,
3 – widełki przełączające,
4 – uzębienie koła swobodnego

Wadą sprzęgła kłowego jest to, że w celu wyrównania prędkości obrotowych, przy przełączaniu na wyższy bieg jest konieczne tzw. podwójne wysprzęglanie, a przy redukcji biegów używanie pedału przyspieszenia („przegazówka").

12.3. Skrzynki biegów synchronizowane

12.3.1. Synchronizatory

W synchronizowanych skrzynkach biegów elementy, które mają być sprzęgnięte w celu przeniesienia mocy (obrotowo osadzone koła zębate i tuleje włączające), są najpierw doprowadzane do tej samej prędkości obrotowej (synchroniczny znaczy równobieżny). Poza rozwiązaniem stosowanym przez firmę Porsche, wyrównywanie prędkości obrotowych w pozostałych skrzynkach biegów odbywa się za pomocą stożkowych pierścieni synchronizatora. W chwili zmiany biegu pierścienie są przesuwane w kierunku także stożkowej powierzchni ciernej elementu sprzęgającego (wieńca zębatego) koła zębatego odpowiedniego biegu. Poprzez tarcie następuje albo zmniejszanie (przy włączaniu wyższego biegu) albo zwiększanie (przy redukcji biegu) prędkości obrotowej koła zębatego danego biegu.

Współczesne synchronizowane skrzynki biegów są wyposażone w synchronizatory blokujące. Oznacza to, że przełączenie biegu jest możliwe dopiero po całkowitym wyrównaniu prędkości obrotowych koła zębatego wybranego biegu i współpracującej z nim tulei włączającej.

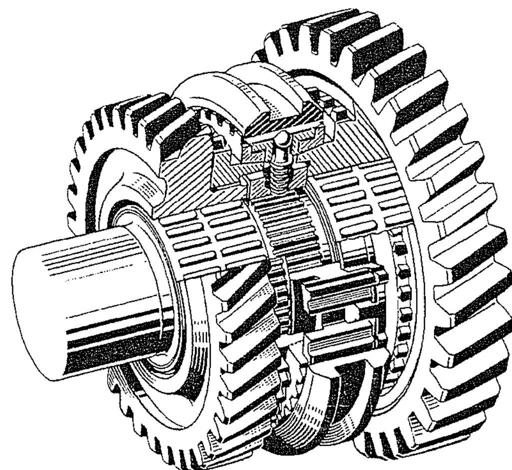
Rozróżnia się synchronizatory:
- blokujące,
- dwustożkowe,

- zewnętrzne,
- systemu Porsche ze wspomaganiem siły docisku.

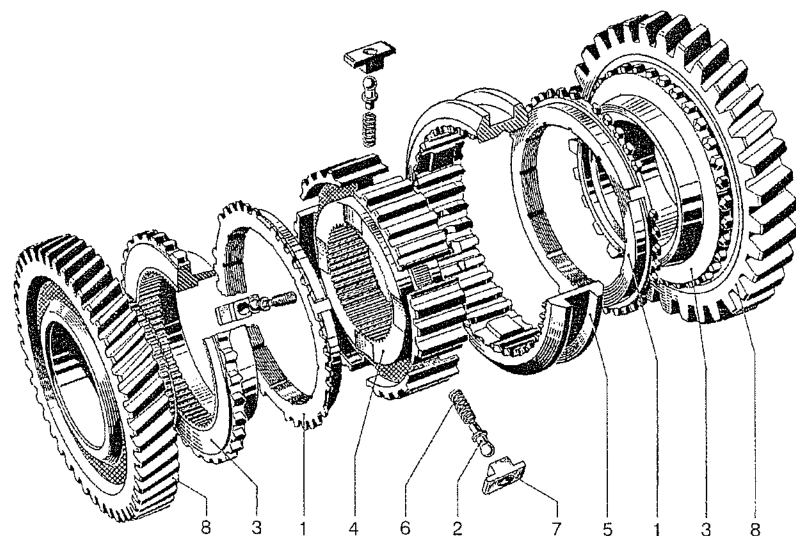
W skrzynkach biegów samochodów osobowych jako elementy włączające są stosowane tylko synchronizatory. Niekiedy jest także synchronizowany bieg wsteczny.

Na rysunkach 12.27 i 12.28 przedstawiono produkowany w milionach sztuk, powszechnie stosowany synchronizator blokujący ZF-B (zasada Borg-Warnera). Wyrównanie prędkości obrotowych sprzęganych elementów następuje za pomocą stożkowych elementów ciernych.

Pokazany na rysunkach 12.28 i 12.29 synchronizator blokujący ZF-B działa następująco. Tuleja włączająca (5) jest przytrzymywana w położeniu środkowym przez kołki oporowe (2), które sprężyny (6) wciskają we wgłębienia tulei. Koła zębate (8) mogą się swobodnie obracać względem



Rys. 12.27
Synchronizator blokujący ZF-B



Rys. 12.28
Elementy składowe synchronizatora blokującego ZF-B (zasada Borg-Warnera)
1 – pierścień synchronizatora, 2 – kołek oporowy, 3 – element sprzęgający, 4 – korpus synchronizatora, 5 – tuleja włączająca, 6 – sprężyna, 7 – oprawa kołka oporowego, 8 – koło swobodne

Rys. 12.29
Etapy synchronizacji
a) położenie neutralne,
b) synchronizacja,
c) bieg włączony
(opis w tekście)

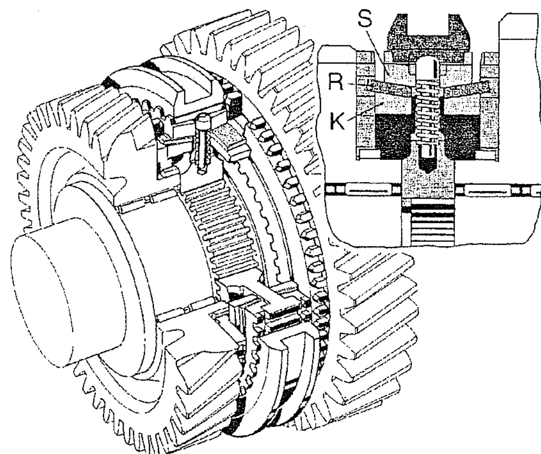
wałka głównego skrzynki biegów. Różnica prędkości obrotowych między pierścieniem synchronizatora (1) i elementem sprzęgającym, czyli wieńcem zębatym (3) oraz moment wleczenia pomiędzy ich powierzchniami ciernymi powoduje, że pierścień przylega do powierzchni czołowej piasty synchronizatora (4). Skośnie sfazowane czoła zębów tulei włączającej i pierścienia synchronizatora są ustawiane naprzeciw siebie.

Tuleja włączająca, pokonując opór kołków (2) osadzonych w oprawach (4), przesuwa najpierw pierścień synchronizatora w kierunku elementu sprzęgającego. Powierzchnie czołowe zębów przenoszą siłę przełączającą z tulei włączającej bezpośrednio na pierścień synchronizatora. Dopóki istnieje różnica prędkości obrotowych między pierścieniem (1) i wieńcem zębatym (3), dopóty moment tarcia na stożkowych powierzchniach ciernych obu tych elementów jest większy od momentu odwodzącego na skośnych powierzchniach zębów. Tuleja włączająca jest zablokowana przed przesunięciem na element sprzęgający (3).

Dopiero po całkowitym wyrównaniu prędkości obrotowych między pierścieniem synchronizatora i elementem sprzęgającym, a tym samym po zaniknięciu momentu tarcia, tuleja włączająca ustawia synchronizator w położeniu umożliwiającym zazębienie, czyli ząb naprzeciw luki międzyzębnej.

Po uzębieniu blokującym pierścienia synchronizatora tuleja włączająca (5) zostaje nasunięta na element sprzęgający (3), którego zęby są także skośnie sfazowane na powierzchniach czołowych.

Na niższych biegach masy sprzęganych elementów (tym samym i momenty tarcia) są większe niż na biegach wyższych. Jest to zauważalne przy szybkiej redukcji na 2. albo 1. bieg; dźwignia zmiany biegów stawia nieco większy opór. Można temu zapobiec tylko przez zwiększenie powierzchni ciernych synchronizatora. Nie jest to jednak możliwe przy bardzo zwartej budowie współczesnych skrzynek biegów, dlatego też opracowano skrzynki biegów o zwiększonej liczbie powierzchni ciernych. Na rysunku 12.30 pokazano **synchronizator dwustożkowy** firmy ZF. Oprócz pierścienia synchronizatora (S) i elementu sprzęgającego na obrotowo osadzonym kole zębatym



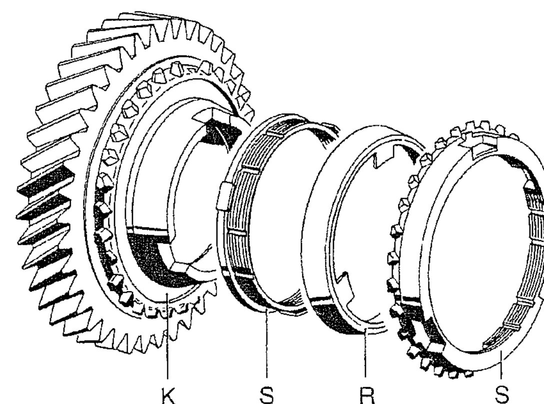
Rys. 12.30
Synchronizator dwustożkowy

(K), dodatkowo zastosowano pierścień pośredni (R). Dzięki temu w wyrównaniu prędkości obrotowych uczestniczy podwójna liczba stożkowych powierzchni ciernych.

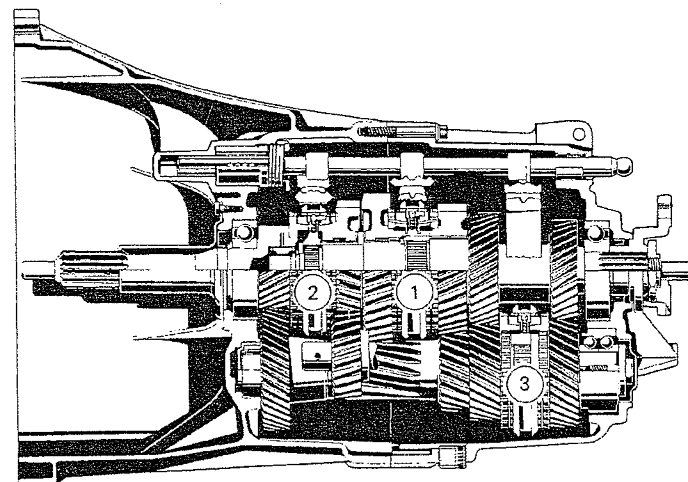
Jeszcze innym rozwiązaniem jest synchronizator trzystożkowy firmy VW (rys. 12.31). Od poprzedniego różni się zastosowaniem obok pierścienia pośredniego (R) dwóch pierścieni synchronizatora (S). W wyrównaniu prędkości obrotowych uczestniczy tutaj jeszcze jedna para powierzchni ciernych.

Zaletą **synchronizatorów wielostożkowych** jest zmniejszenie siły koniecznej do włączenia biegu, zwiększona trwałość i odciążenie wszystkich elementów zespołu zmiany biegów.

Dalsze zmniejszenie sił występujących w mechanizmie zmiany biegów uzyskano dzięki **mieszanemu rozmieszczeniu** jego elementów składowych, jak to pokazano w całkowicie synchronizowanej pięciobiegowej skrzynce biegów ZF Š 5-31 (rys. 12.32), z biegiem bezpośrednim o przełożeniu $i = 0$. Synchronizatory dla biegów 1/2 (1) i 5/R



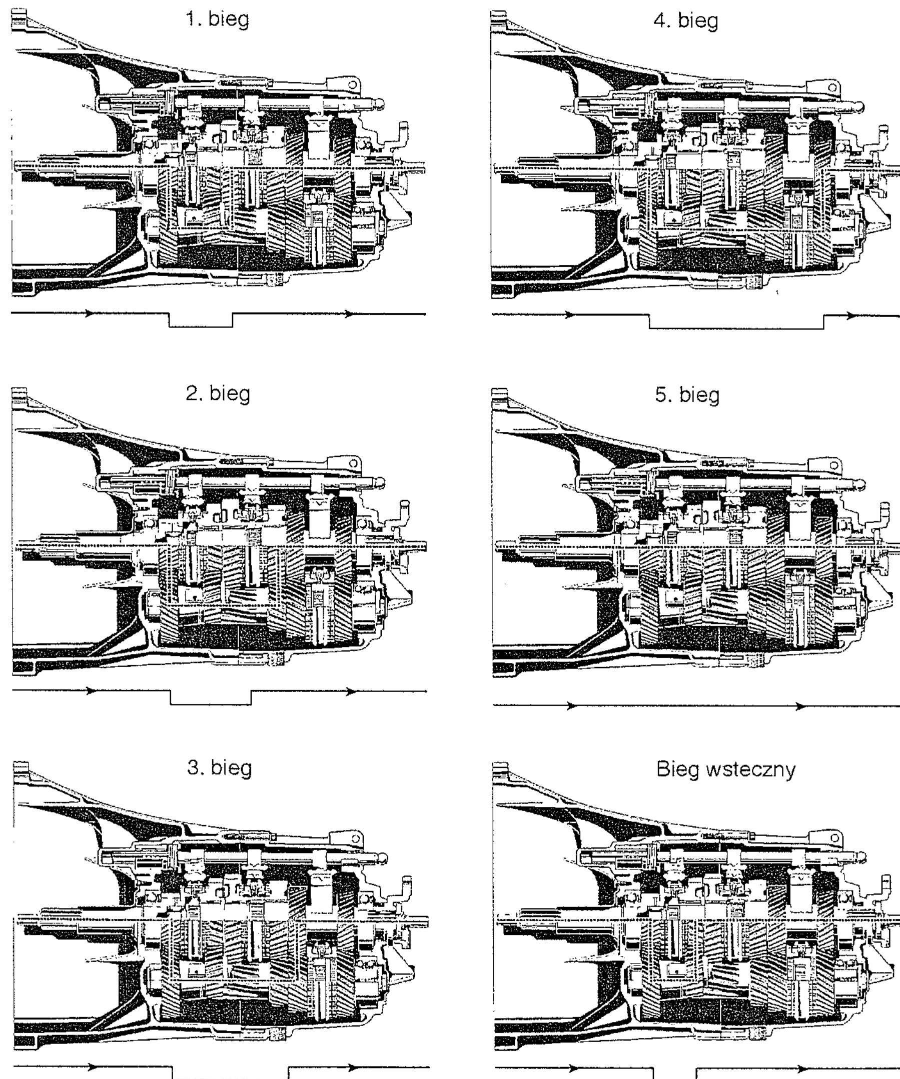
Rys. 12.31
Synchronizator trzystożkowy
(Źródło: VW)



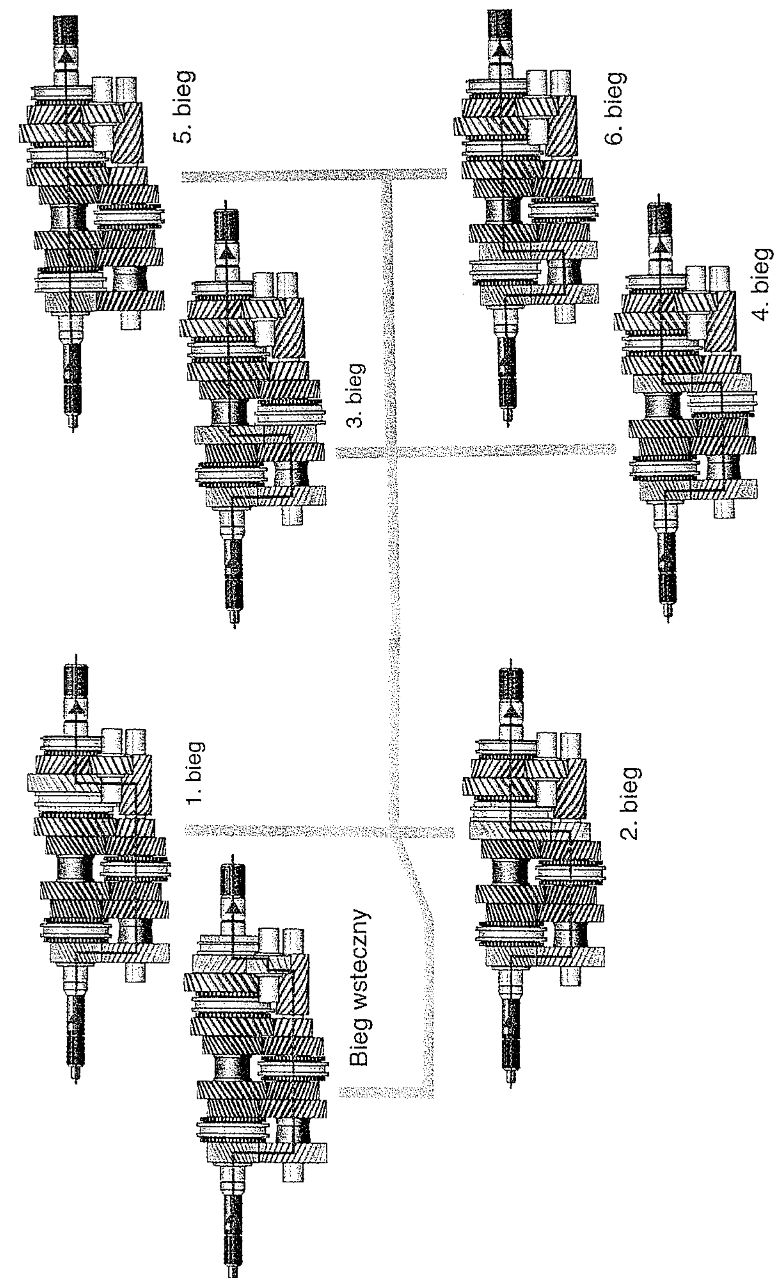
Rys. 12.32
Całkowicie synchronizowana pięciobiegowa skrzynka biegów ZF S 5-31

(2) są osadzone na wałku głównym (z podwójnym stożkiem dla 1/2), synchronizator zaś dla biegów 3/4 (3) znajduje się na wałku pośrednim.

Efekt: synchronizowany moment bezwładności na biegach 3/4 jest mniejszy o współczynnik i odnośnej pary kół, a tym samym jest mniejsza siła konieczna do włączenia biegu. Schemat przepływu mocy na poszczególnych biegach w skrzynce ZF S 5-31 przedstawiono na rysunku 12.33.



Rys. 12.33
Przepływ mocy w skrzynce biegów ZF S 5-31



Rys. 12.34
Przepływ mocy

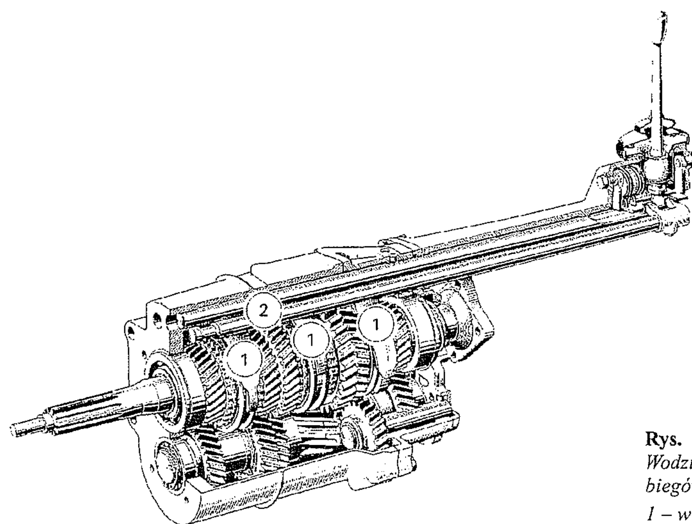
W celu optymalnego przenoszenia mocy silnika na koła napędowe w każdych warunkach jazdy, w samochodach terenowych VW Touareg zastosowano sześciobiegową skrzynkę biegów (rys. 12.34). Specjalnie do samochodów SUV (Sports Utility Vehicle) skonstruowana skrzynka ma ciasne stopniowanie biegów, dostosowane do przenoszenia dużych momentów obrotowych przy jeździe terenowej oraz umożliwiające sportowy styl jazdy na szosie. Skrzynka jest usytuowana na osi wzdłużnej samochodu i ma wszystkie biegi synchronizowane. Swobodne koła zębate na wałkach pośrednim i głównym są osadzone na łożyskach igiełkowych.

Moment obrotowy silnika jest przenoszony na skrzynkę z wałka sprzęgłowego na wałek pośredni przez pracującą na wszystkich biegach parę kół zębatych stałej napędowej. W zależności od włączonego biegu dalsze przeniesienie napędu następuje przez parę kół tego biegu na wałek główny. Bieg 5. jest biegiem bezpośrednim; oznacza to, że w przepływie mocy nie uczestniczy wałek pośredni; moment obrotowy jest wtedy przenoszony z wałka sprzęgłowego bezpośrednio na wałek główny poprzez tuleję włączającą 5. biegu.

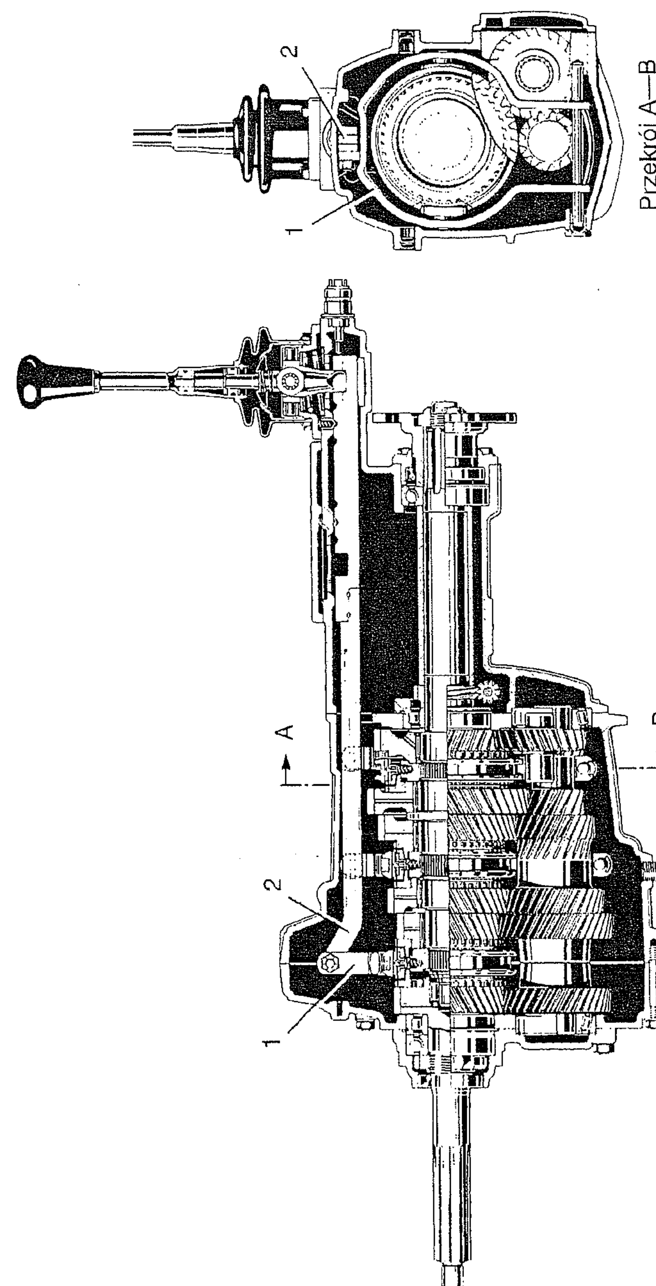
12.3.2. Mechanizmy wybierania biegów

Z biegiem czasu opracowywano różne konstrukcje mechanizmów zmiany biegów. Jedną ze starszych są **wodziki** (przesuwki). Na rysunku 12.35 pokazano takie rozwiązanie na przykładzie skrzynki biegów ZF S 5-20. Umieszczone na okrągłych wodzikach (2) widełki (1) przesuwają tuleje wyłączające. Wodziki są osadzone w obudowie skrzynki biegów.

W skrzynce biegów ZF S 5-24/3 (rys. 12.36) zastosowano **przesuwki sprzęgające** (2) z jarzmami (1) osadzonymi wahliwie na czopach (patrz też rys. 12.37). Płaskie przesuwki (2) zamiast wodzików pozwalają na znaczną oszczędność miejsca.

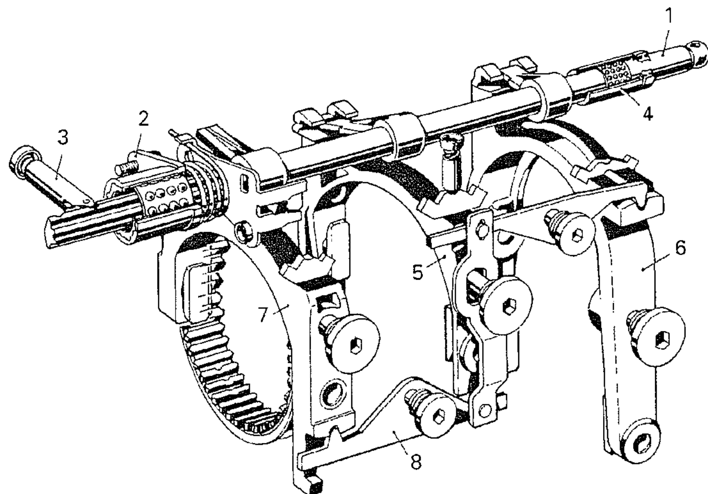


Rys. 12.35
Wodzikowy mechanizm zmiany biegów
1 – widełki, 2 – wodziki

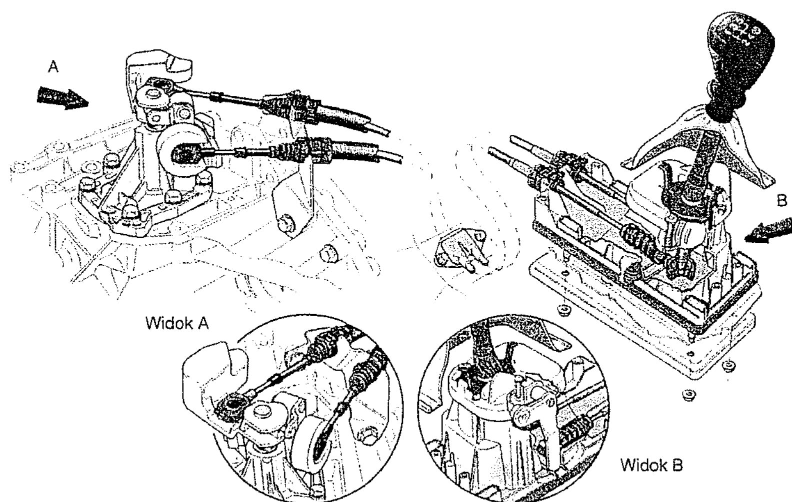


Rys. 12.36
Mechanizm zmiany biegów z przesuwkami sprzęgającymi
1 – jarzma, 2 – przesuwki sprzęgające

We współczesnych skrzynkach biegów, np. w przedstawionej na rysunku 12.32 skrzynce ZF S 5-3, stosuje się mechanizm **z centralnym wałkiem i wahliwymi widełkami** (rys. 12.37). W tym prostym rozwiązaniu widełki są wykonane jako odlewy aluminiowe, co znacznie zmniejsza ich masę i zmniejsza tarcie elementów wewnętrznego mechanizmu wybierania biegów. Dzięki odpowiedniemu położeniu punktu obrotu wahliwych widełek uzyskuje się ponadto przełożenie wewnętrzne 3:2, co dodatkowo zmniejsza wartości sił przełączających biegi na wałku centralnym.



Rys. 12.37
Mechanizm zmiany biegów z centralnym wałkiem i wahliwymi widełkami (opis w tekście)



Rys. 12.38
Zewnętrzny mechanizm zmiany biegów z cięgnami

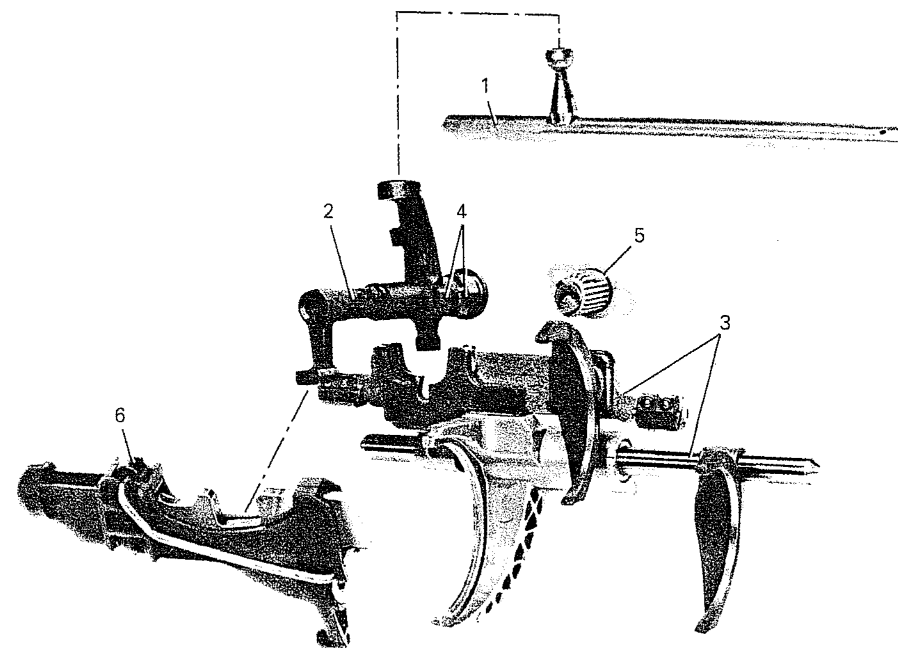
Volkswagen stosuje w wielu swoich skrzynkach wybieranie biegów za pomocą **cięgien**. Zestaw czterech cięgien łączy drążek zmiany biegów w kabinie samochodu ze skrzynką biegów. W skład zewnętrznego mechanizmu zmiany biegów wchodzą: drążek wyboru i zmiany biegów, cięgna, łożysko oporowe oraz dźwignie wyboru i zmiany biegów. Ruchy drążka zmiany biegów są przekształcane w poosiowe ruchy cięgien sterujące wałkiem i dźwigniami wyboru i zmiany biegów (rys. 12.38).

12.3.3. Zabezpieczenia mechanizmów zmiany biegów

W celu niedopuszczenia do włączenia dwóch biegów jednocześnie albo do niezamierzonego przełączenia z 5. biegu na bieg wsteczny, np. z powodu nieprecyzyjnego prowadzenia drążka w ścieżce wyboru biegu (jeżeli biegi te są na tej samej ścieżce – porównaj rys. 12.15), skrzynki biegów są wyposażone w odpowiednie urządzenia zabezpieczające.

W przedstawionym na rysunku 12.37 mechanizmie zmiany biegów z centralnym wałkiem zabezpieczeniem jest zespół dźwigni (7). Jeżeli przez wałek centralny (1) są uruchamiane jedne z trzech wahliwych widełek (5, 6, 7), to dwa pozostałe wałki są blokowane odchyleniem dźwigni.

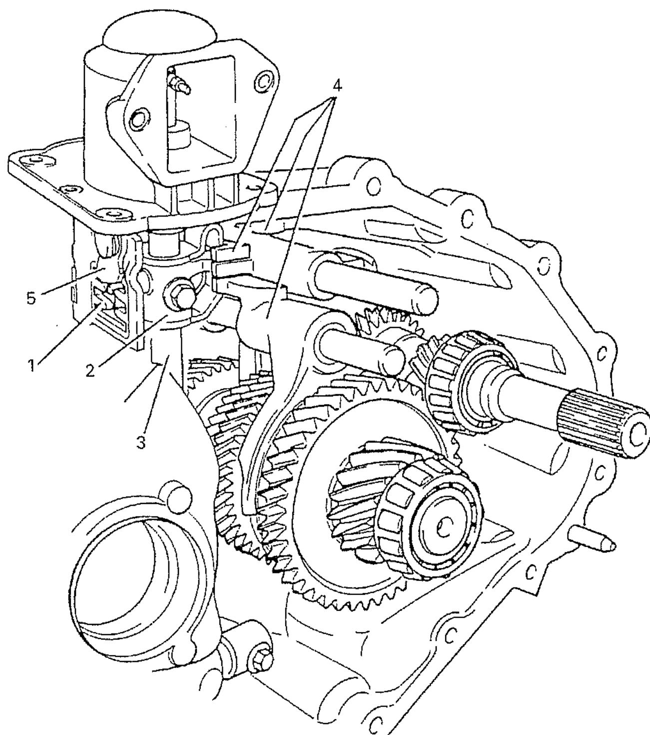
Na rysunku 12.39 pokazano elementy wewnętrznego mechanizmu zmiany biegów w pięciobiegowej skrzynce VW 012. W rozwiązaniu tym osiowe i skrętne ruchy wałka



Rys. 12.39
Wewnętrzny mechanizm zmiany biegów w pięciobiegowej skrzynce 012 (opis w tekście) (Źródło: VW)

centralnego (1) są przenoszone na wałek zwrotny (2), który przesuwa odpowiednie wodziki (3) dla wybranego biegu. Dwie krzywki (4) na wałku zwrotnym zabezpieczają przed jednoczesnym włączeniem dwóch biegów. Blokada (5) zabezpiecza przed przełączeniem z 5. biegu na bieg wsteczny.

Inaczej rozwiązano wewnętrzny mechanizm zmiany biegów w pięciobiegowej skrzynce biegów MTX 75 firmy Ford (rys. 12.40).

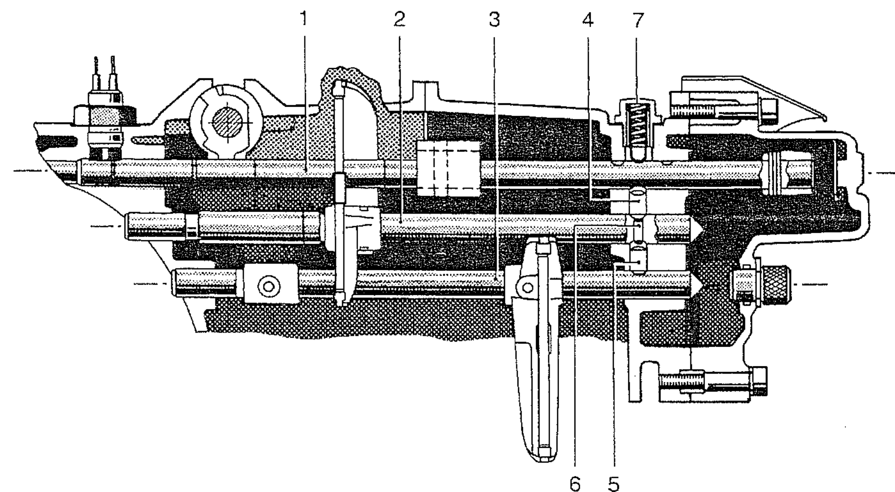


Rys. 12.40
Wewnętrzny mechanizm zmiany biegów w pięciobiegowej skrzynce biegów MTX 75 Forda (Źródło: Ford AG)
1 – jarzmo, 2 – palec przełączający, 3 – wałek zmiany biegów, 4 – widełki przełączające, 5 – blokada położenia biegu wstecznego

W tej skrzynce przed jednoczesnym włączeniem dwóch biegów zabezpiecza jarzmo (1). Ruchy wzdłużne i obrotowe palca przełączającego (2) wałka zmiany biegów (3) mogą się odbywać tylko po ścieżkach jarzma. Wyklucza to jednoczesne uruchomienie dwóch widełek włączających (4).

Położenie biegu wstecznego (5) jest dostępne dopiero po zwolnieniu blokady biegu wstecznego w zewnętrznym mechanizmie zmiany biegów, co jest możliwe tylko z położenia neutralnego ścieżki wyboru dla biegów 5. i wstecznego.

Najprostszy sposób zabezpieczenia skrzynki biegów przez blokowanie przesuwek przedstawiono na rysunku 12.41. Jednoczesne włączenie dwóch biegów uniemożliwiają kołki blokujące (4, 5) rozmieszczone między przesuwkami (1, 2, 3). Taka blokada działa następująco:



Rys. 12.41
Blokowanie drążków zmiany biegów w pięciobiegowej skrzynce biegów Porche 944 Turbo (Źródło: Porsche AG)
1 – drążek do zmiany biegów 5./R, 2 – drążek do zmiany biegów 5./4.,3 – drążek do zmiany biegów 1./2., 4/5/6 – kołki blokujące, 7 – blokada włączania

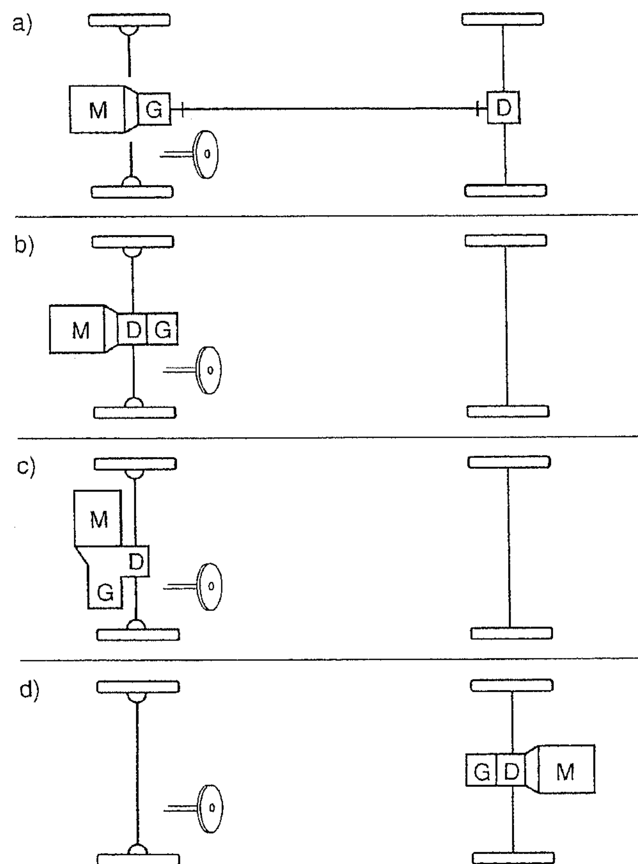
- ruch przesuwki (2) powoduje jednoczesne zablokowanie pozostałych przesuwek (1 i 3) kołkami blokującymi (4 i 5),
- przemieszczanie przesuwki (1) powoduje unieruchomienie za pomocą małego kołka blokującego (6) także, nie znajdującej się tuż obok, przesuwki (3). Dotyczy to również sytuacji odwrotnej, tj. ruchu przesuwki (3) i blokady przesuwki (1).

12.4. Skrzynki do zblokowanego napędu przedniego lub tylnego

W celu oszczędności miejsca i kosztów niektórzy producenci samochodów osobowych odchodzą od uważanego za standardowe rozmieszczenia elementów układu napędowego, tj. silnik z przodu i napęd na tylne koła (rys. 12.42a), na rzecz zblokowanego napędu kół przednich lub tylnych (rysunki 12.42 b, c, d).

Taki zblokowany napęd wymaga stosowania zwartych skrzynek biegów, zintegrowanych z mechanizmem różnicowym, koniecznym do kompensowania różnic prędkości obrotowych kół napędowych. Skrzynki muszą być także dopasowane do sposobu zabudowy silnika (wzdłuż lub w poprzek).

Silniki umieszczone wzdłużnie (rys. 12.42 b, d) wymagają zastosowania skrzynki biegów ze stożkowym kołem napędzającym, żeby można było skierować moment obrotowy na obydwie półosie napędowe, usytuowane poprzecznie do skrzynki biegów.



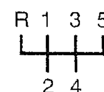
Rys. 12.42
Rodzaje napędu
a) napęd tylny z silnikiem z przodu (posadowionym wzdłużnie), b) napęd przedni, silnik posadowiony wzdłużnie, mechanizm różnicowy zintegrowany ze skrzynką biegów, c) napęd przedni, silnik posadowiony poprzecznie, mechanizm różnicowy zintegrowany ze skrzynką biegów, d) napęd tylny, mechanizm różnicowy zintegrowany ze skrzynką biegów
M – silnik, G – skrzynka biegów, D – mechanizm różnicowy

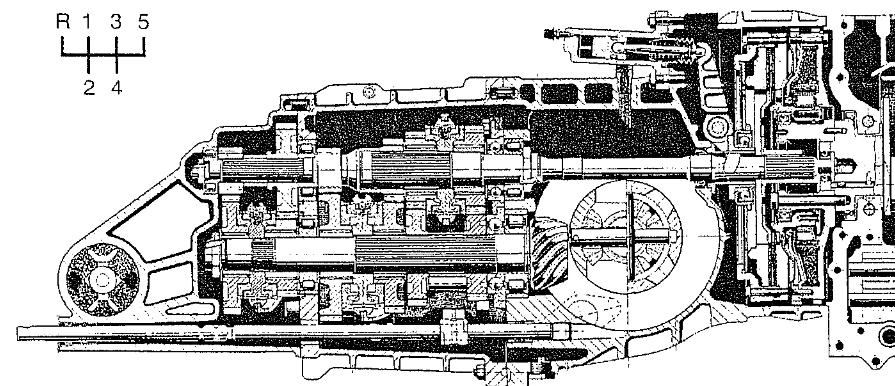
Przy poprzecznym usytuowaniu silnika (rys. 12.42c) półosie napędowe biegną równolegle do wału korbowego. W celu przeniesienia napędu potrzebna jest tutaj skrzynka biegów nie z kołem stożkowym, lecz z kołami walcowymi.

Na rysunkach 12.43 do 12.45 przedstawiono i opisano skrzynki biegów różnych producentów i ich charakterystyczne cechy konstrukcyjne.

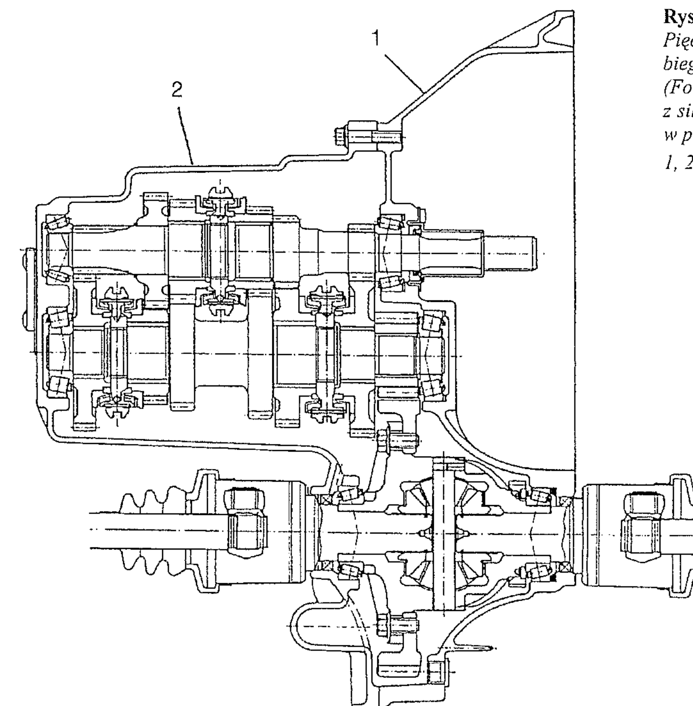
Pięciobiegowa skrzynka biegów G 50/03 do samochodu Porsche 911 Carrera 2 o tylnym napędzie i wzdłużnej zabudowie silnika wyróżnia się następującymi cechami:

- cztery ścieżki dźwigni wyboru biegów z biegiem wstecznym „do przodu i w lewo",
- przełożenie dla biegów 5. i wstecznego jest realizowane w dodatkowej części obudowy skrzynki,





Rys. 12.43
Pięciobiegowa skrzynka biegów G50/03 do tylnego napędu i silnika zabudowanego wzdłużnie (samochód Porsche 911 Carrera 2) (Źródło: Porsche AG)



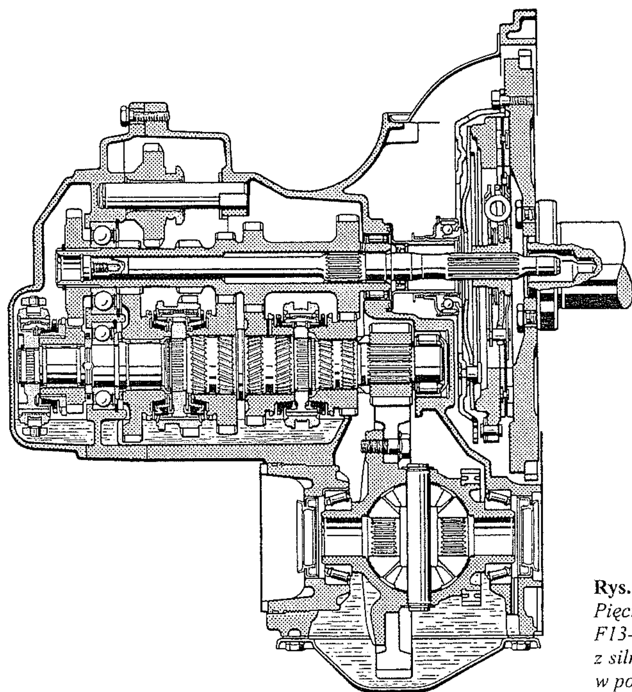
Rys. 12.44
Pięciobiegowa skrzynka biegów MTX-75 Transachse (Ford) do przedniego napędu z silnikiem zabudowanym w poprzek (Źródło: Ford AG)
1, 2 – części obudowy

- zastosowanie podwójnych łożysk (cylindryczne łożyska rolkowe i czteropunktowe łożyska kulkowe) na wale sprzęgłowym i zębniku,
- sprzęgło w wersji ciągnionej,
- dwumasowe koło zamachowe.

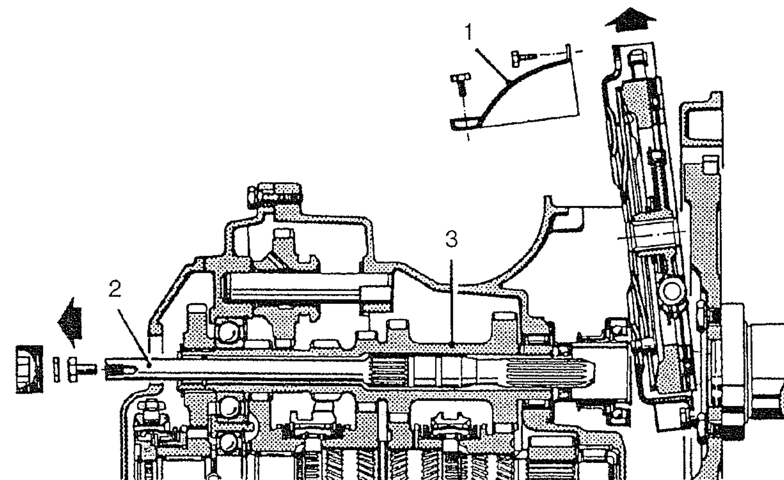
Pięciobiegowa skrzynka biegów MTX-Transachse do samochodu Ford o przednim napędzie i poprzecznym ułożeniu silnika (rys. 12.44) wyróżnia się:
- dwuczęściową obudową, od strony sprzęgła (1) i od strony skrzynki (2),
- obydwie części obudowy są zamknięte na końcach pokrywami, w celu zmniejszenia liczby uszczelnień,
- wałki sprzęgłowy i główny oraz obydwa wałki pośrednie są osadzone na łożyskach stożkowych.

Na rysunku 12.45a przedstawiono kolejną pięciobiegową skrzynkę F 13-5 do samochodów Opel o przednim napędzie i z poprzecznie umieszczonym silnikiem. Jej cechą charakterystyczną jest budowa – bardzo korzystna z punktu widzenia prac naprawczych. Można np. wymienić sprzęgło bez potrzeby wymontowywania skrzynki biegów (rys. 12.45b). W tym celu należy tylko zdjąć pokrywę (1) na obudowie sprzęgła i wysunąć wałek sprzęgłowy (2) z bloku kół zębatych (3). Koła zębate biegu 5. i wstecznego są w dodatkowej części obudowy skrzynki.

We współczesnych skrzynkach biegów niemal wyłącznie są stosowane, pracujące znacznie ciszej, koła zębate o skośnych zębach.



Rys. 12.45 a
Pięciobiegowa skrzynka biegów F13-5 (Opel) do przedniego napędu z silnikiem zabudowanym w poprzek (Źródło: Opel AG)



Rys. 12.45 b
Skrzynka biegów o szczególnie ułatwionym dostępie przy naprawach. Sprzęgło można wymienić bez konieczności wymontowania skrzynki biegów (Źródło: Opel AG)
1 – pokrywa, 2 – wałek sprzęgłowy, 3 – blok kół zębatych

Na zęby skośne obok sił promieniowych działają także siły osiowe, które dodatkowo obciążają łożyska. Dlatego też w skrzynkach biegów stosuje się zróżnicowane łożyska toczne lub ich kombinacje, jak np.:
- **łożyska rolkowe** (przenoszenie sił promieniowych) w zestawieniu z łożyskami kulkowymi (siły osiowe); przykład: łożyskowanie wałka sprzęgłowego i głównego skrzynki G50/03 firmy Porsche przedstawionej na rys. 12.43,
- **łożyska stożkowe**, przejmujące obydwa rodzaje sił, wymagające jednak dokładnego ustawienia (naprężenia wstępnego); przykład: łożyskowanie wszystkich wałów skrzynki MTX 75-Transachse firmy Ford pokazanej na rys. 12.44.

12.5. Skrzynki biegów samochodów użytkowych

12.5.1. Skrzynki biegów firmy Zahnradfabrik

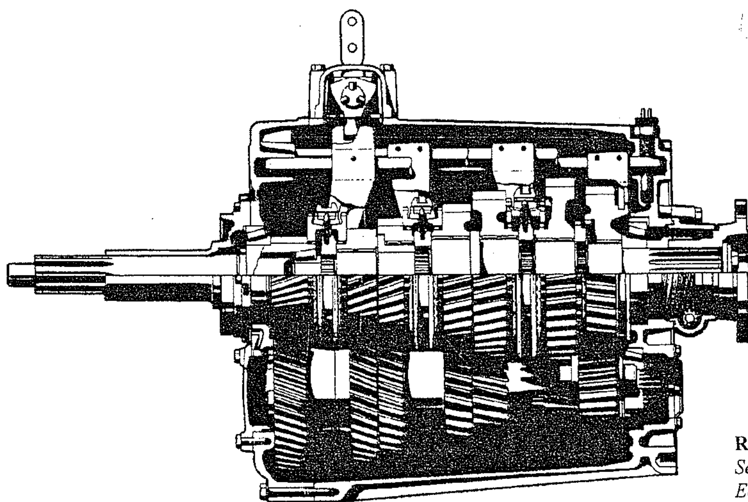
Szeroki wachlarz samochodów użytkowych, a szczególnie ciężarowych, przeznaczonych do pracy na trasach krótkich, długich albo na placach budów, to także wiele rodzajów skrzynek biegów opracowanych pod kątem specyficznych warunków eksploatacji danego rodzaju samochodu. Poniżej omówiono różne konstrukcje mechanicznych skrzynek biegów firmy ZF dla takich pojazdów. Podzielono je na 3 typoszeregi:
- skrzynki Ecolite
  - pięciobiegowe (do lekkich samochodów ciężarowych z silnikami 50 do 120 kW),
  - sześciobiegowe (do samochodów ciężarowych średniej ładowności; 110–180 kW)

- skrzynki Ecomid
  - dziewięcio- lub szesnastobiegowe (do samochodów ciężarowych o większej ładowności i mocy silników 180–240 kW)
- skrzynki Ecosplit
  - szesnastobiegowe (do najcięższych samochodów ciężarowych z silnikami o mocy 220 do 400 kW).

Cechy charakterystyczne tych skrzynek:

- duże obciążenie jednostkowe mocy dzięki zastosowaniu obudów o zwartej konstrukcji z metali lekkich,
- małe, równomierne siły włączające, dzięki zastosowaniu synchronizatorów o krótkim skoku i synchronizatorów dwustożkowych,
- duża rozpiętość przełożeń z optymalnym stopniowaniem biegów,
- wersje z biegiem bezpośrednim i szybkim.

Do typoszeregu Ecolite należy np. skrzynka biegów S 6-66 zdolna do przenoszenia momentu obrotowego do 750 N·m (rys. 12.46).

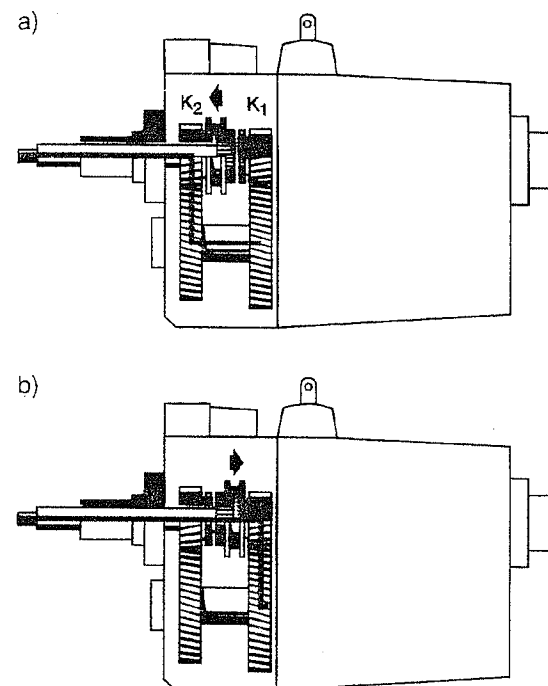


Rys. 12.46
Seria konstrukcyjna Ecolite, typ S 6-66

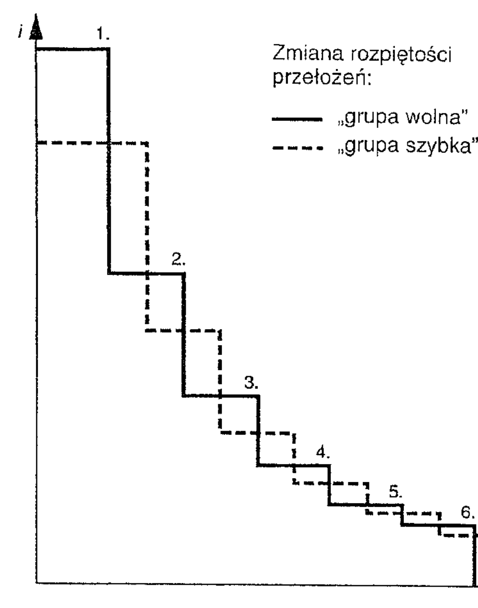
Największe przełożenie osiągalne w skrzynkach sześciobiegowych wynosi $i \approx 9{,}0$.

W samochodach ciężarowych do ruchu dalekobieżnego sześciobiegowe skrzynki biegów są wyposażane w **zespół zmiany rozpiętości przełożeń** (rys. 12.47). Jest to dodatkowy zestaw kół zębatych usytuowany przed zasadniczą skrzynką biegów. Ta wejściowa przekładnia stała ma przeważnie przełożenie overdrive (nadbieg) o wartości $i \approx 0{,}83$.

Przemienne włączanie obydwu przekładni wejściowych K_1 (górny zakres przełożeń – tzw. grupa szybka S) i K_2 (dolny zakres przełożeń – tzw. grupa wolna L) podwaja liczbę biegów do 12, o dużo mniejszej rozpiętości przełożeń. Zespół zmiany rozpiętości przełożeń pozwala na ekonomiczną jazdę dzięki dobraniu optymalnego biegu w relacji do mocy silnika i pokonywanego wzniesienia drogi.



Rys. 12.47
Sześciobiegowa skrzynka biegów z zespołem zmiany rozpiętości przełożeń
a) tuleja włączająca w położeniu „górny zakres przełożeń" („grupa szybka"), b) tuleja włączająca w położeniu „dolny zakres przełożeń" („grupa wolna")



Rys. 12.48
Rozpiętości poszczególnych biegów z równoczesnym rozszerzeniem zakresu biegu bezpośredniego skrzynki z zespołem zmiany rozpiętości przełożeń

Tablica 12.4
Wartości przełożeń z zespołem i bez zespołu zmiany rozpiętości przełożeń

	Przełożenia		
	Bez zespołu zmiany rozpiętości przełożeń	Z zespołem zmiany rozpiętości przełożeń	
1. bieg	9,06	L	9,06
		S	7,51
2. bieg	5,25	L	5,25
		S	4,35
3. bieg	3,15	L	3,15
		S	2,61
4. bieg	1,98	L	2,12
		S	1,76
5. bieg	1,36	L	1,43
		S	1,19
6. bieg	1,00	L	1,00
		S	0,83
Bieg wsteczny	8,27	L	8,27
		S	6,85

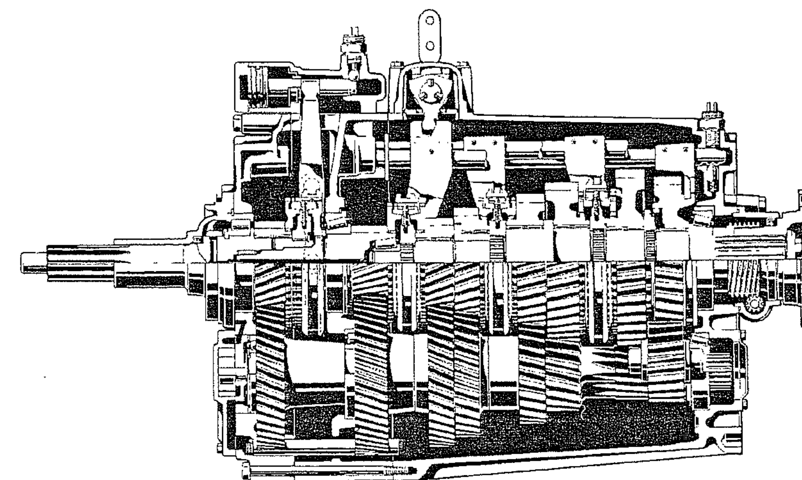
Rysunek 12.48 i tablica 12.4 ułatwiają zrozumienie podziału na dwie grupy przełożeń (L i S). Zastosowanie zespołu zmiany rozpiętości przełożeń (S) umożliwiło także zmniejszenie przełożenia biegu bezpośredniego do $i = 0,83$.

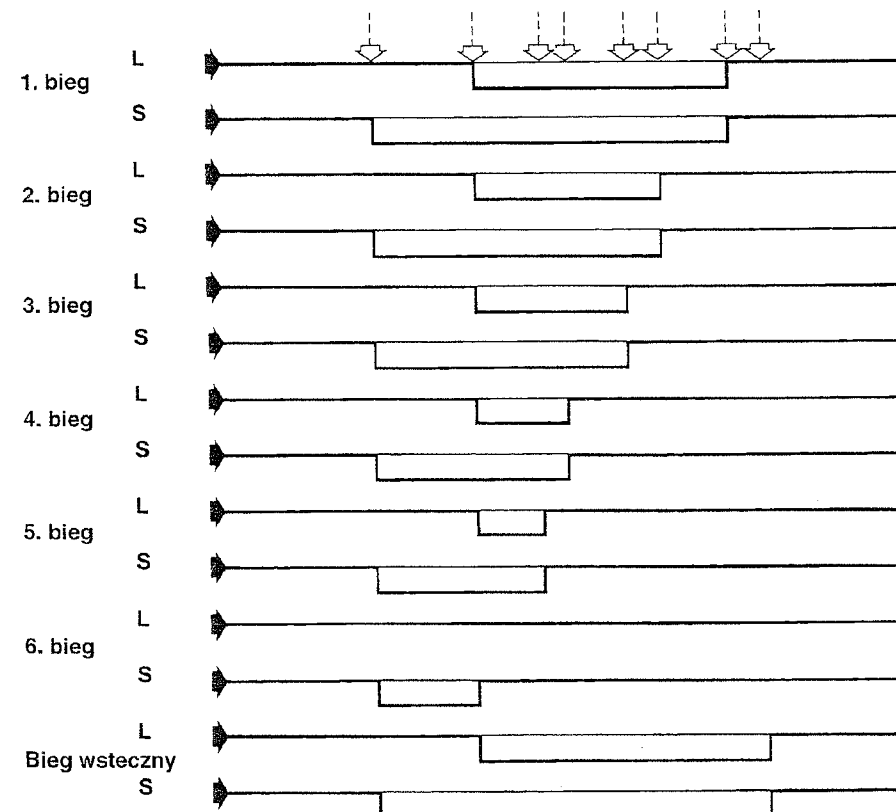
Na rysunku 12.49 przedstawiono skrzynkę biegów S 6-66 z zespołem zmiany rozpiętości przełożeń oraz przepływ mocy na poszczególnych biegach grupy wolnej (L) i szybkiej (S). Zespół jest sterowany pneumatycznie. Podstawowe elementy sterowania pokazano na rysunku 12.50: przełącznik klawiszowy (1) umieszczony na dźwigi zmiany biegów, współpracujący ze sprzęgłem zawór odcinający (10), siłownik przełączający dwustronny (12), zintegrowany z zaworem rozdzielczym (11).

Przed zamierzoną zmianą biegu kierowca wybiera za pomocą przełącznika (1), aktywującego przekaźnik (11), żądaną grupę przełożeń (L lub S). Dopiero po naciśnięciu pedału i całkowitym wyłączeniu sprzęgła zawór odcinający (10) umożliwia dopływ sprężonego powietrza do siłownika (12) i włączenie wybranej grupy przełożeń.

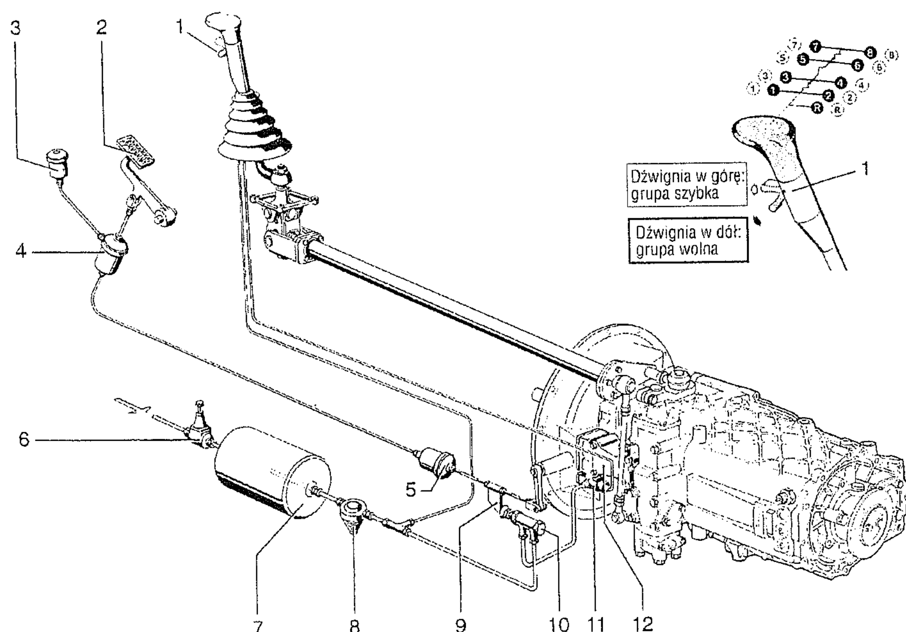
Skrzynki szeregu **Ecomid** są wyposażone w **zespół zmiany zakresu przełożeń**. Dziewięciobiegowe wersje tych skrzynek są przeważnie stosowane w samochodach pracujących na placach budów. Ecomid składa się z czterobiegowej skrzynki zasadniczej z wałkiem pośrednim i z dodatkowym biegiem pełzającym C (od ang. Crawler) oraz z umieszczonego za nią zespołu zmiany zakresu przełożeń w postaci reduktora planetarnego (patrz rys. 12.51).

Włączenie zespołu pozwala na podwojenie liczby biegów. W położeniu „grupa wolna" (L) są dostępne biegi 1. do 4, a w położeniu „grupa szybka" (S) biegi 5. do 8. Wraz z biegiem pełzającym jest razem 9 biegów do jazdy w przód. Na rysunku 12.52 pokazano schemat przepływu mocy tej skrzynki.

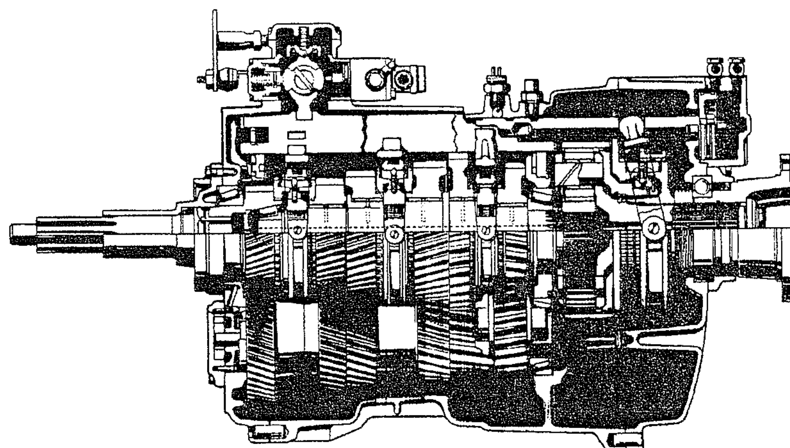




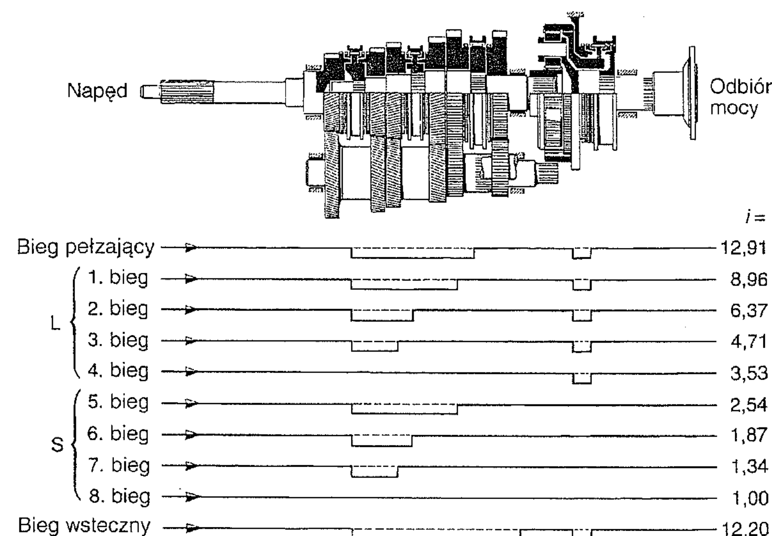
Rys. 12.49
Skrzynka biegów S 6-66 i jej schemat kinematyczny



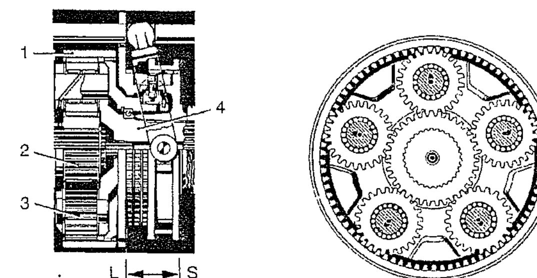
Rys. 12.50
Pneumatyczne sterowanie zespołu zmiany rozpiętości przełożeń
1 – przełącznik klawiszowy, 2 – pedał sprzęgła, 3 – zbiornik wyrównawczy z wlewem, 4 – pompa sprzęgła, 5 – wyprzęgnik sprzęgła, 6 – zawór bezpieczeństwa sprężonego powietrza, 7 – zbiornik sprężonego powietrza, 8 – filtr z separatorem wody, 9 – element uruchamiający zawór odcinający, 10 – zawór odcinający, 11 – zawór rozdzielczy, 12 – siłownik dwustronny



Rys. 12.51
Skrzynka biegów Ecomid 9 S 109



Rys. 12.52
Schemat przepływu mocy w skrzynce biegów z zespołem zmiany zakresu przełożeń



Rys. 12.53
Szereg planetarny

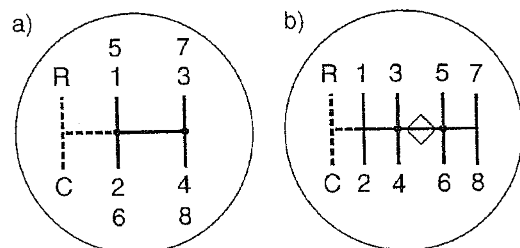
Szereg planetarny (rys. 12.53) działa następująco: w pozycji „L" koło pierścieniowe (1) jest zahamowane przez zblokowanie go z obudową skrzynki za pomocą tulei włączającej. Napędzane przez (połączone z wałkiem głównym) koło słoneczne (2) satelity (3), a tym samym także (połączone z wałkiem sprzęgłowym) jarzmo (4), obracają się wewnątrz nieruchomego koła pierścieniowego.

W przypadku skrzynki 9 S 109 przełożenie szeregu planetarnego

$$i = \frac{z_{\text{koła pierścieniowego}}}{z_{\text{koła słonecznego}}} + 1 = \frac{86}{34} + 1 = 3{,}53$$

Dodanie we wzorze + 1 wynika z tego, że w czasie jednego obrotu jarzma koło słoneczne obraca się 2,53 razy.

W pozycji „S" koło słoneczne jest sprzężone z jarzmem. Satelity obracają się w obiegu zblokowanym ($i = 0$).



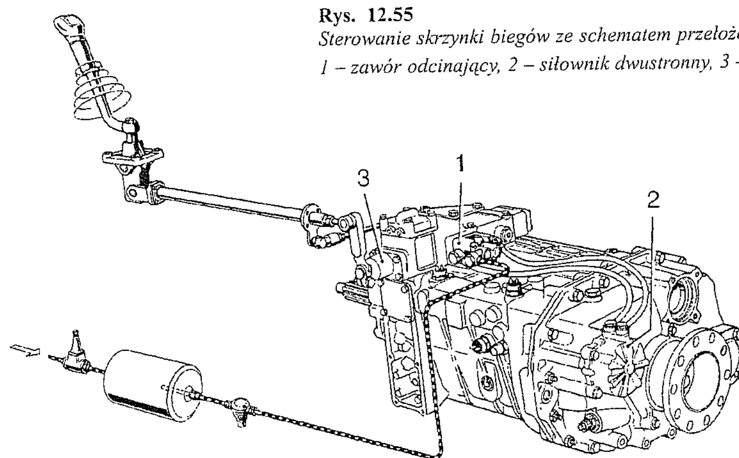
Rys. 12.54
Schemat przełożeń z nałożonymi H (a) i z podwójnym H (b)

W skrzynkach biegów z zespołem zmiany zakresu przełożeń skrzynka zasadnicza jest sterowana mechanicznie, a skrzynka dodatkowa pneumatycznie. Stosowane są dwa schematy przełożeń (rys. 12.54).

Przy tzw. **podwójnym H** każdemu biegowi jest przyporządkowane odrębne miejsce na schemacie przełożeń (rys.12.54 po prawej), czyli oddzielne położenie dźwigni zmiany biegów. Włączenie skrzynki dodatkowej następuje automatycznie w chwili przejścia dźwigni zmiany biegów ze ścieżki dla biegów 3/4 na ścieżkę dla biegów 5/6.

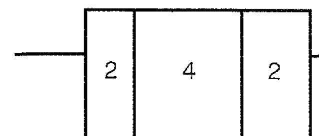
Przy **nałożonych H** (rys. 12.54 po lewej) każdemu położeniu drążka zmiany biegów 1. do 4. są przyporządkowane po dwa biegi. Oznacza to, że przed przełączeniem z biegu 4. na 5. albo odwrotnie musi być najpierw ręcznie odpowiednio włączona albo wyłączona dodatkowa skrzynka biegów.

Zespół sterowania skrzynki biegów z podwójnym H pokazano na rysunku 12.55. Składa się on z zaworu odcinającego (1) i z umieszczonego na obudowie skrzynki biegów siłownika dwustronnego (2). Zawór sterujący, uruchamiany wałkiem (3) w skrzynce zasadniczej, otwiera dopływ sprężonego powietrza do siłownika (2) tylko w położeniu neutralnym.

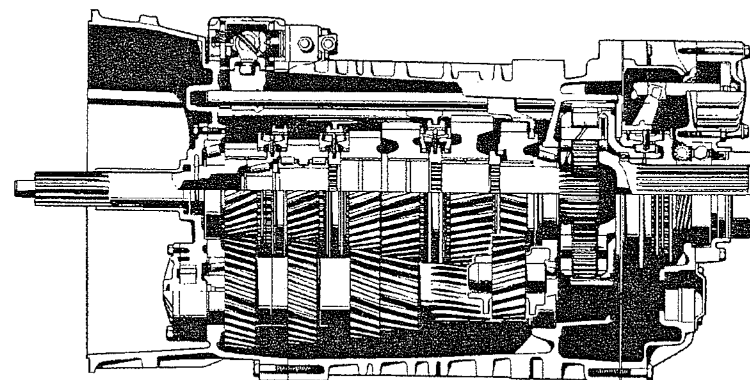


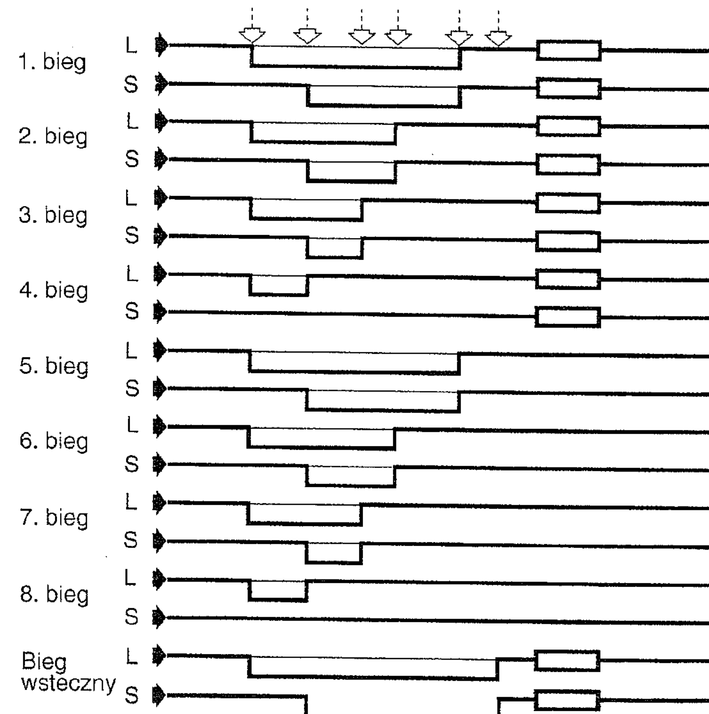
Rys. 12.55
Sterowanie skrzynki biegów ze schematem przełożeń z podwójnym H
1 – zawór odcinający, 2 – siłownik dwustronny, 3 – wałek

W jeżdżących na dalekich trasach samochodach ciężarowych skrzynki biegów z zespołem zmiany zakresu przełożeń są dodatkowo łączone z zespołem zmiany rozpiętości przełożeń. W ten sposób otrzymuje się skrzynkę biegów o 2 × 4 × 2 = 16 przełożeniach (rys. 12.56). Nie mają one jednak biegu pełzającego (Crawler).



Rys. 12.56
Schemat blokowy skrzynki biegów z zespołami zmiany rozpiętości i zmiany zakresu przełożeń





Rys. 12.57
Skrzynka 16 S 221 typu Ecosplit i jej schemat kinematyczny

Tego rodzaju wielobiegowe skrzynki biegów oferują m.in. Mercedes-Benz, Volvo i Scania. W połączeniu z silnikami z turbodoładowaniem okazały się one niezwykle przydatne, szczególnie w ruchu dalekobieżnym.

Wielobiegowe skrzynki o niewielkich różnicach wartości przełożeń kolejnych biegów, jak na przykład pokazana na rys. 12.57 skrzynka biegów 16 S 221 z serii ZF-Ecosplit, są bardzo cenione przez kierowców samochodów ciężarowych, jeżdżących według zasady „Scip and split". Oznacza to, że kierowca nie musi używać i po kolei przełączać wszystkich 16 biegów. W zależności od wielkości ładunku i aktualnych warunków jazdy, może je albo przeskakiwać, albo „rozdrabniać".

12.5.2. Elektroniczno-pneumatyczne sterowanie skrzynki biegów (EPS)

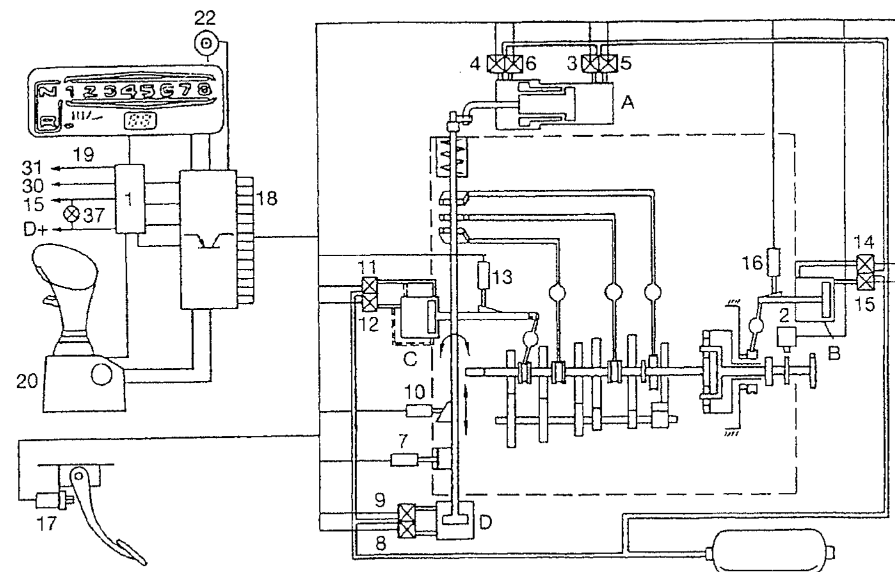
W celu ułatwienia wyboru i przełączania biegów Mercedes-Benz opracował dla samochodów ciężarowych elektroniczno-pneumatyczny układ sterowania (EPS), stosowany w szesnastobiegowych skrzynkach biegów z zespołami zmiany rozpiętości i zmiany zakresu przełożeń. Pozostali producenci także mają już własne rozwiązania i obecnie we wszystkich skrzynkach biegów samochodów użytkowych są stosowane tego rodzaju sterowania, nazywane przez Daimler-Chryslera *Telligent*, przez Scanię *Opticruise*, a przez Volvo *„i" Shift*. Firmy Iveco, MAN i Reanult używają skrzynek biegów firmy ZF (Zahnradfabrik) z Friedrichshafen o nazwie *AS-Tronic*. Skrzynka ta nie ma synchronizatorów. Wyrównywanie prędkości obrotowych wałków odbywa się całkowicie elektronicznie z układu sterowania silnika. Z opisu do rysunku 12.58 wynika, które elementy należą do układu sterowania EPS.

Proces zmiany biegów

Informacje wejściowe, jak polecenie zmiany biegu, wartość prędkości obrotowej na wyjściu ze skrzynki, położenie dźwigni zmiany biegów, są przetwarzane w urządzeniu sterującym na polecenia aktywacji odpowiednich zaworów elektromagnetycznych i przyporządkowanych im siłowników włączających. Realizacja zmiany biegu następuje na ogół pneumatycznie, przez odpowiedni siłownik.

Przełączanie biegów odbywa się zawsze po tych samych ścieżkach i tylko przy wyłączonym sprzęgle. W celu włączenia żądanego biegu należy wcisnąć pedał sprzęgła i przesunąć dźwignię zmiany biegów w górę albo w dół. Wychylenie dźwigni w lewo jest położeniem neutralnym. Po pokonaniu wyczuwalnego oporu następuje włączenie wybranego biegu. Dopiero teraz można zwolnić dźwignię i pedał sprzęgła. Numer włączonego biegu jest sygnalizowany na wyświetlaczu. Jeżeli przy próbie redukcji biegu rozlegnie się brzęczyk, oznacza to że bieg nie został włączony, gdyż przekroczona byłaby dopuszczalna prędkość obrotowa silnika. Na dźwigni zmiany biegów znajduje się przełącznik zmiany rozpiętości przełożeń oraz przycisk funkcjonalny; po jego wciśnięciu jest przeskakiwany jeden bieg zarówno przy przełączaniu w górę, jak i w dół.

Włączenie biegu wstecznego jest możliwe tylko z neutralnego położenia dźwigni zmiany biegów, tylko przy stojącym samochodzie i po wciśnięciu przycisku funkcjonalnego. W czasie jazdy, po przesunięciu dźwigni zmiany biegów z położenia neutral-



Rys. 12.58

Schemat elektroniczno-pneumatycznego sterowania EPS (Mercedes)

A – trzypołożeniowy siłownik; położenie neutralne, dla biegów parzystych i nieparzystych, B – dwustronny siłownik zmiany zakresu przełożeń. Zakres wolny: biegi 1–4, zakres szybki: biegi 5–8, C – dwustronny siłownik zmiany rozpiętości przełożeń, D – trzypołożeniowy siłownik wyboru ścieżki zmiany biegów; ścieżki dla 1. i 2. oraz 5. i 6. biegu są pozycjonowane sprężyną, a ścieżki dla wstecznego biegu, 3. i 4. oraz 7. i 8. pneumatycznie

1 – moduł EPS, 2 – czujnik prędkości obrotowej na wyjściu ze skrzynki, 3 – MUB, zawór elektromagnetyczny dla biegów nieparzystych 1, 3, 5, 7, R, steruje napowietrzeniem siłownika, 4 – MGB, zawór elektromagnetyczny dla biegów parzystych 2, 4, 5, 8, steruje napowietrzeniem siłownika, 5 – MUE, zawór elektromagnetyczny dla biegów nieparzystych 1, 3, 5, 7, R, steruje odpowietrzeniem siłownika, 6 – MGE, zawór elektromagnetyczny dla biegów parzystych 2, 4, 5, 8, steruje odpowietrzeniem siłownika, 7 – SGG, czujnik położenia neutralnego i biegów parzystych i nieparzystych, 8 – MG1, zawór elektromagnetyczny ścieżki biegu wstecznego, 9 – MG2, zawór elektromagnetyczny ścieżek 3. i 4. albo 7. i 8. biegu, 10 – SGE, czujnik ścieżek biegu 1. i 2. wstecznego i 5. i 6., 11 – MS1, zawór elektromagnetyczny zmiany rozpiętości przełożeń i = wolna, 12 – MS2, zawór elektromagnetyczny zmiany rozpiętości przełożeń i = szybka, 13 – SSP, czujnik zmiany rozpiętości przełożeń, 14 – MR2, zawór elektromagnetyczny zmiany zakresu przełożeń, biegi 5 do 8, 15 - MR1, zawór elektromagnetyczny zmiany zakresu przełożeń, biegi 1 do 4, 16 – SRA, czujnik zmiany zakresu przełożeń, 17 – SKU, czujnik sprzęgła, 18 – elektroniczne urządzenie sterujące, 19 – wyświetlacz ze wskazaniami aktualnego biegu, lampką ostrzegawczą i kodem usterki, 20 – moduł dźwigni zmiany biegów z przełącznikami zmiany rozpiętości i zakresu przełożeń i przełącznikiem awaryjnym, 22 – brzęczyk ostrzegawczy, 37 – sygnalizacja stanu zasilania

nego w położenie biegu, elektroniczny układ sterujący dobierze bieg odpowiedni do prędkości jazdy i prędkości obrotowej silnika. W celu zmiany rozpiętości przełożeń należy odpowiednio ustawić uchylny przełącznik (grupa szybka/wolna) i nacisnąć pedał sprzęgła. Ponadto istnieje przełącznik awaryjny (w formie pokrętła). W razie usterki elektronicznego sterowania skrzynki można pneumatycznie włączyć 2. albo 4. bieg, położenie neutralne oraz bieg wsteczny.

12.6. Przystawki odbioru mocy skrzynek biegów samochodów użytkowych

12.6.1. Wiadomości ogólne

Coraz węższa specjalizacja i coraz większe możliwości samochodów użytkowych oznaczają konieczność stosowania skrzynek biegów z dobrze zaprojektowanymi przystawkami mocy.

Wymagania ze strony napędzanych urządzeń dodatkowych w odniesieniu do mocy i prędkości obrotowej określają rodzaj przystawek mocy (zależnych od silnika albo od sprzęgła), a tym samym moc lub moment obrotowy odbierany ze skrzynki biegów.

Najczęściej są spotykane przystawki odbioru mocy „zależne od sprzęgła". Są one montowane na skrzynce biegów po stronie odbioru mocy ze skrzynki biegów albo z boku i są napędzane od wałka pośredniego.

Tam gdzie jest wymagana duża moc, stosuje się przystawki odbioru mocy „zależne od silnika". Jak sama nazwa wskazuje, są one napędzane bezpośrednio przez silnik i montowane po stronie wejścia napędu do skrzynki biegów.

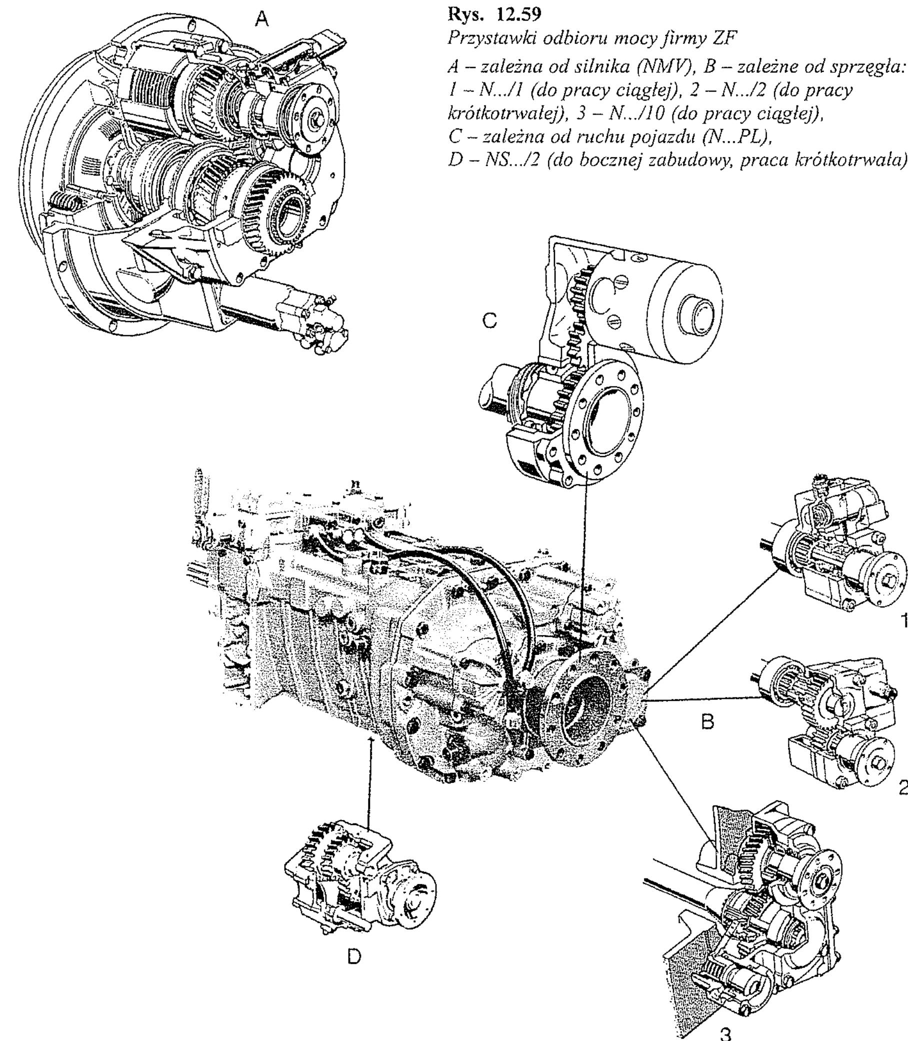
Trzecia grupa to przystawki **zależne od ruchu pojazdu**. Niektóre rodzaje pojazdów (np. ciężkie, wieloosiowe) muszą być wyposażone w takie przystawki z mocy prawa. Ich zadaniem jest napęd pomp hydraulicznych zasilających awaryjny układ kierowania samochodów, które muszą być wyposażone w dwuobwodowy układ kierowniczy. Można dzięki temu kierować pojazdem także w czasie jego holowania. Przystawki są montowane na skrzynkach biegów po stronie odbioru mocy i napędzane od wałka głównego.

Na rysunku 12.59 przedstawiono przystawki mocy do samochodów użytkowych, oferowane ze skrzynkami biegów firmy ZF.

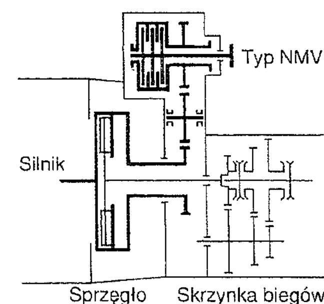
Przystawki odbioru mocy zależne od silnika (NMV), przeznaczone do przenoszenia dużych mocy i pracy ciągłej, są na ogół używane do napędu dodatkowych urządzeń w samochodowych betonomieszarkach, pompach do betonu, pojazdach z wysokociśnieniowymi urządzeniami płuczącymi i odsysającymi, wiertnicach samobieżnych, lotniskowych pojazdach gaśniczych, dźwigach samochodowych itd. Przystawka jest montowana w obudowie sprzęgła, od którego jest napędzana (sprzęgło w wersji z bezpośrednim przeniesieniem napędu – rys. 12.60). Przeniesienie momentu obrotowego na przystawkę jest całkowicie niezależne od funkcji sprzęgła na potrzeby ruchu pojazdu. Przystawka jest gotowa do pracy natychmiast po uruchomieniu silnika.

Hydraulicznie sterowane sprzęgło wielopłytkowe w przystawce umożliwia jej włączanie pod obciążeniem, zarówno w czasie jazdy, jak i postoju samochodu. Zawór sterujący sprzęgła wielopłytkowego w NMV jest aktywowany pneumatycznie.

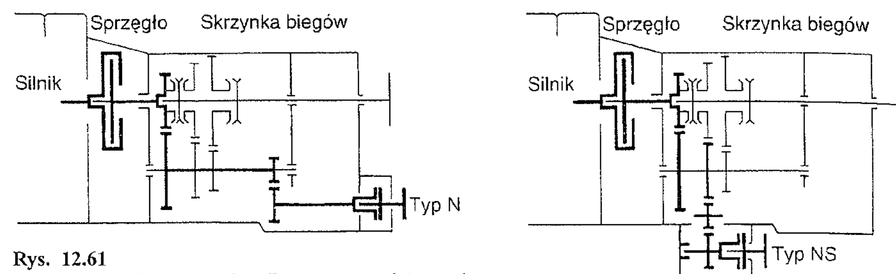
Przystawki odbioru mocy zależne od sprzęgła służą głównie do napędzania urządzeń dodatkowych w takich samochodach specjalizowanych, jak: wszelkiego rodzaju wywrotki, cysterny do przewozu cieczy i materiałów sypkich, dźwigi, samochody pożarnicze z obrotowymi drabinami czy podnoszonymi przegubowo gondolami itd. Mogą być przystosowane zarówno do pracy ciągłej, jak i krótkotrwałej (rys. 12.59). Zabudo-



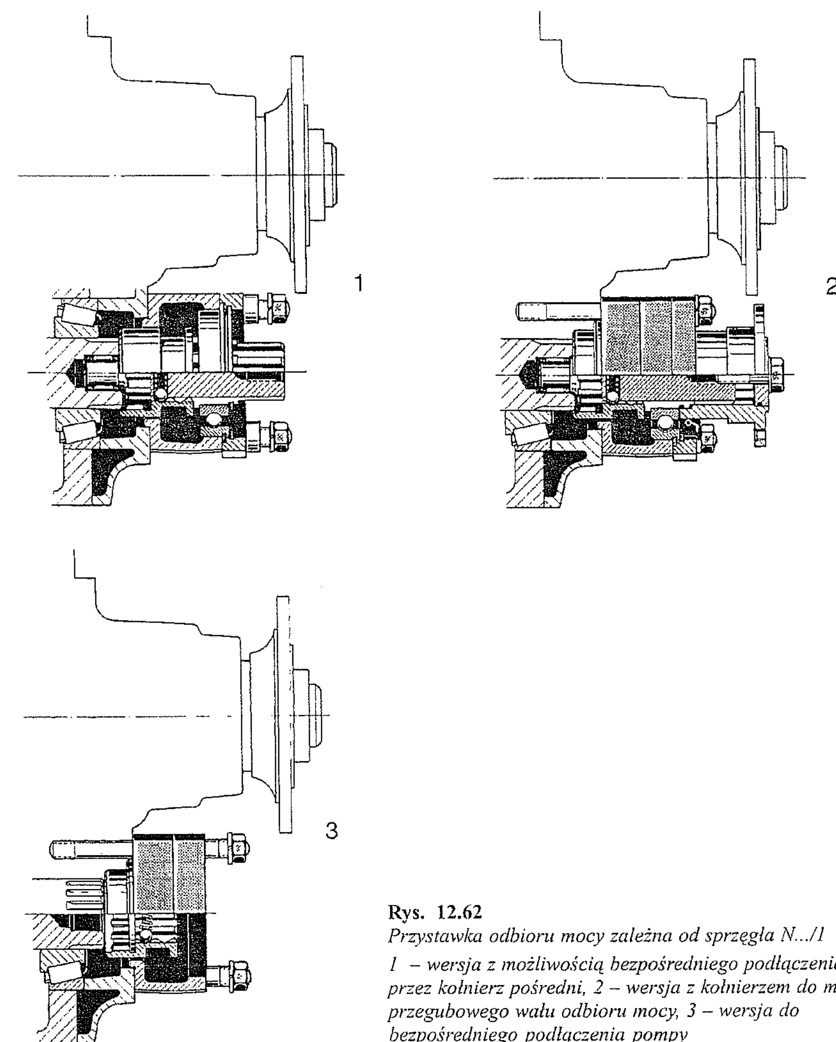
Rys. 12.59
Przystawki odbioru mocy firmy ZF
A – zależna od silnika (NMV), B – zależne od sprzęgła: 1 – N.../1 (do pracy ciągłej), 2 – N.../2 (do pracy krótkotrwałej), 3 – N.../10 (do pracy ciągłej), C – zależna od ruchu pojazdu (N...PL), D – NS.../2 (do bocznej zabudowy, praca krótkotrwała)



Rys. 12.60
Schemat napędu przystawki odbioru mocy zależnej od silnika



Rys. 12.61
Schemat napędu przystawki odbioru mocy zależnej od sprzęgła



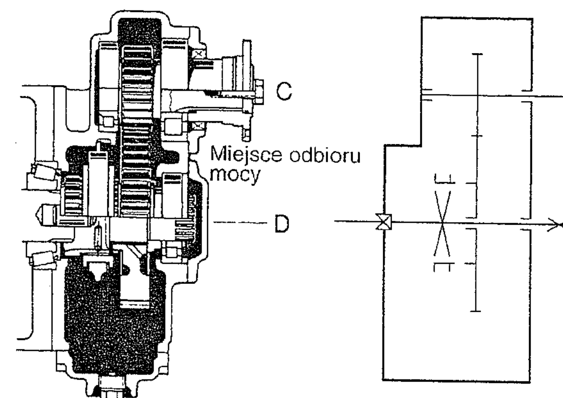
Rys. 12.62
Przystawka odbioru mocy zależna od sprzęgła N.../1
1 – wersja z możliwością bezpośredniego podłączenia pompy przez kołnierz pośredni, 2 – wersja z kołnierzem do mocowania przegubowego wału odbioru mocy, 3 – wersja do bezpośredniego podłączenia pompy

wane z boku albo po stronie odbioru mocy przystawki są napędzane od wałka pośredniego skrzynki biegów (rys.12.61), dlatego mogą być włączane jedynie przy wyłączonym sprzęgle i stojącym pojeździe. Połączenie przystawki z wałkiem pośrednim następuje za pomocą pneumatycznie sterowanego sprzęgła kłowego.

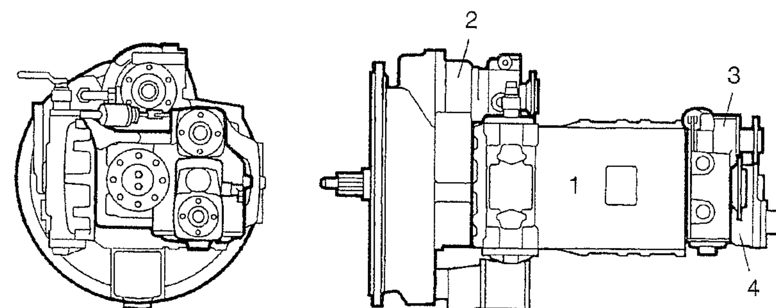
Najczęściej stosowanymi przystawkami odbioru mocy do napędu pomp hydraulicznych są modele N.../1, N.../2 i NS.../2. Modułowa konstrukcja tych przystawek umożliwia prostą i tanią zabudowę pompy (rys. 12.62).

Przystawka odbioru mocy N.../10 może być wyposażona w różne zestawy kół zębatych, a tym samym jej przełożenie jest dopasowane do konkretnych wymagań. Ponadto w części „D" istnieje możliwość zabudowy dodatkowej przystawki N.../1 albo N.../2 (rys. 12.63), która może pracować niezależnie od tego, czy przystawka N.../10 jest włączona, czy nie.

Samochody z licznymi urządzeniami dodatkowymi są wyposażane w skrzynki biegów umożliwiające zabudowę wielu różnych przystawek odbioru mocy. Przykład takiego zestawu pokazano na rysunku 12.64.



Rys. 12.63
Przystawka odbioru mocy zależna od sprzęgła N.../10



Rys. 12.64
Skrzynka biegów (1) z przystawką odbioru mocy NMV (2) zależną od silnika oraz dwoma przystawkami zależnymi od sprzęgła – N.../10 (3) oraz N.../2 (4)

12.6.2. Blokowanie biegów

Istnieją urządzenia dodatkowe, podczas pracy których samochód musi pozostać w bezruchu dopóki jest włączona przystawka odbioru mocy. Także włączenie przystawki w czasie jazdy nie jest możliwe.

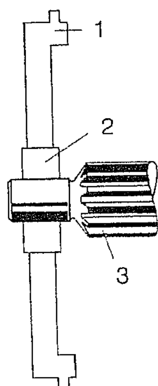
Dla takich przypadków skrzynka biegów jest wyposażona w zawór blokujący, sterowany drążkiem centralnym wewnętrznego mechanizmu zmiany biegów. Do zaworu jest przyłączony przewód sprężonego powietrza, zasilający siłownik włączający przystawkę odbioru mocy. Powietrze może się dostać do siłownika wyłącznie w neutralnym położeniu skrzynki biegów. Gwarantuje to, że przystawka nie będzie mogła być włączona, jeżeli jest włączony bieg. Z kolei wybranie biegu jest niemożliwe przy włączonej przystawce odbioru mocy.

12.7. Trudności ze zmianą biegów i uszkodzenia synchronizatorów

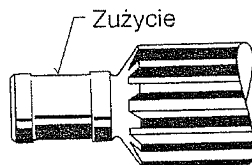
Źródłem trudności ze zmianą biegów są przeważnie uszkodzone synchronizatory albo błędy kierowcy. **Nieodpowiednia regulacja sprzęgła** powoduje, że **nie rozłącza się ono całkowicie**, powodując nadmierne tarcie elementów synchronizatora i ich przedwczesne zużycie.

Także element, któremu na ogół poświęca się zbyt mało uwagi, czyli łożysko koła zamachowego (rys. 12.65), w którym jest również osadzony wałek sprzęgłowy, może być źródłem trudności ze zmianą biegów i powodem przedwczesnego zużycia synchronizatorów. Łożysko zatarte z powodu korozji albo niedostatecznego smarowania powoduje zdeformowanie czopu wałka sprzęgłowego (rys. 12.66).

Uszkodzenie **tłumika drgań skrętnych** wału korbowego może prowadzić do zniszczenia łożysk i synchronizatorów.



Rys. 12.65
Łożysko osadcze (2) koła zamachowego (1) i wałka sprzęgłowego (3)



Rys. 12.66
Obraz zużycia czopu wałka sprzęgłowego (wgłębienie w wałku)

Także błędy kierowcy mogą spowodować trudności ze zmianą biegów i uszkodzenie synchronizatorów. Chodzi tu głównie o:

- niecałkowite rozłączanie sprzęgła przy zmianie biegów,
- redukowanie biegów przy zbyt dużej prędkości jazdy, czyli doprowadzanie do przekroczenia dopuszczalnej dla wybranego biegu maksymalnej prędkości,
- gwałtowne przełączanie biegów, uniemożliwiające normalny przebieg procesu synchronizacji,
- jazda na wysokich biegach ze zbyt małą prędkością.

Oznaką uszkodzenia synchronizatorów są odgłosy klekotania przy każdorazowej zmianie biegów.

W punkcie 2.10 opisano i zilustrowano zdjęciami możliwe przyczyny usterek i uszkodzeń.

12.8. Usterki – przyczyny i usuwanie

Jeżeli dźwignia zmiany biegów, mimo prawidłowego prowadzenia wybraną ścieżką, stawia nadmierny opór, czyli włączanie biegów sprawia trudności, mogą zachodzić przypadki wymienione w tablicy 12. 5.

W tablicy 12.6 zestawiono możliwe przyczyny hałasowania, a w tablicy 12.7 powody nieszczelności skrzynki biegów.

Niezauważone nieszczelności skrzynki biegów mogą prowadzić do jej całkowitego zniszczenia.

Tablica 12.5
Oporne włączanie biegów

Rodzaj usterki	Przyczyna
Zimny olej	Oporne włączanie biegów, szczególnie wstecznego, jest przy zimnym oleju normalnym zjawiskiem.
Niewłaściwy olej	Zastosowanie, wbrew zaleceniom producenta, zbyt gęstego oleju powoduje opory przy włączaniu biegu także po rozgrzaniu oleju.
Wygładzenie stożków ciernych	Podwójne wysprzęglanie przy włączaniu wyższych biegów, albo „przegazówki" przy redukcji biegów mogą prowadzić do wygładzenia stożkowych powierzchni ciernych pierścieni synchronizatora, które przestają dobrze „brać", powodując opory przy przełączaniu biegów.

Tablica 12.6
Hałasy ze skrzynki biegów

Rodzaj usterki	Przyczyna
Klekotanie i stuki na biegu jałowym	W przypadku silników o zapłonie samoczynnym zniekształcenia elementów po stronie odbioru mocy mogą powodować klekotanie par kół zębatych w skrzynce biegów. Objaw ten jest nieszkodliwy, jeżeli ustępuje przy większej prędkości obrotowej.
Odgłosy wycia	Często wskazują na zużycie łożysk w skrzynce biegów. Objaw na ogół ustępuje po włączeniu sprzęgła przy pracującym silniku.

Tablica 12.7
Nieszczelności skrzynki biegów

Rodzaj usterki	Przyczyna
Sprzęgło się ślizga i nie zawsze się włącza	Zaolejone sprzęgło z powodu uszkodzenia uszczelnienia wałka sprzęgłowego
Nieszczelności po stronie odbioru mocy	– Uszkodzone i stwardniałe pierścienie uszczelniające wałków. – Niedrożne odpowietrzanie, powodujące nadmierne ciśnienie wewnątrz skrzynki

12.9. Materiały smarne do samochodów osobowych i użytkowych

Smarowanie łożysk i kół zębatych zapewnia olej, którym jest napełniona skrzynka biegów. W kąpieli olejowej jest całkowicie zanurzony najniżej położony wałek (główny albo pośredni). Obracanie się wałka i osadzonych na nim kół zębatych powoduje zabieranie i rozpryskiwanie oleju na pozostałe elementy skrzynki biegów, także na łożyska, zapewniając ich smarowanie.

W skrzynkach biegów samochodów ciężarowych stosuje się niekiedy pompy oleju, osadzane na wałku głównym skrzynki i napędzane od silnika. Wzdłużne i poprzeczne otwory w wałkach skrzynki biegów umożliwiają dopływ oleju pod ciśnieniem (do 200 MPa) do łożysk. Dodatkowy rozpryskowy przewód oleju służy do smarowania zazębień kół zębatych.

W zależności od rodzajów skrzynek biegów i warunków pracy, producenci wymagają stosowania oleju o ściśle określonej lepkości i składzie.

Inne rodzaje oleju nie mogą być stosowane bez zgody producenta skrzynki biegów!

Oleje dopuszczone do stosowania w **mechanicznych skrzynkach biegów**:

- w samochodach osobowych
  oleje silnikowe oznaczone:
  - API CD/CE/CF/SF/SG,
  - MIL-L-2104 C/-D/-E,
  - MIL-L-46152 C/-D/-E,

  klas lepkości SAE 20 W-20 albo SAE 30,
- w samochodach użytkowych
  oleje przekładniowe oznaczone:
  - API GL-4,
  - MIL-L-2105

  klasy lepkości SAE 80 W (w gorących strefach klimatycznych także SAE 80 W-90, SAE 85 W-90 oraz SAE 90),
- w mechanicznych skrzynkach biegów samochodów użytkowych zintegrowanych ze sprzęgłem hydrokinetycznym albo ze zwalniaczem, ze wspólnym układem smarowania oleje silnikowe oznaczone:
  - API CD/CE/CF/SF/SG,
  - MIL-L-2104 C/-D/-E,
  - MIL-L-46152 C/-D/-E

  klasy lepkości SAE 30.

W **automatycznych skrzynkach biegów** samochodów osobowych i użytkowych są stosowane oleje ATF (Automatic Transmission Fluids) Dexron II D albo Mercon-M.

Producenci automatycznych skrzynek biegów niekiedy dopuszczają także oleje syntetyczne.

Coraz ostrzejsze przepisy w zakresie ochrony środowiska i problemy z utylizacją zużytego oleju wymuszają na producentach olejów i materiałów smarnych prace badawczo-rozwojowe w kierunku przedłużenia okresów nakazanej wymiany olejów, a nawet stosowanie olejów w ogóle nie wymagających wymiany i zawierających składniki utylizowalne biologicznie.

12.10. Ilustracje uszkodzeń elementów skrzynek biegów

Powodem uszkodzeń elementów skrzynek biegów są przeważnie:

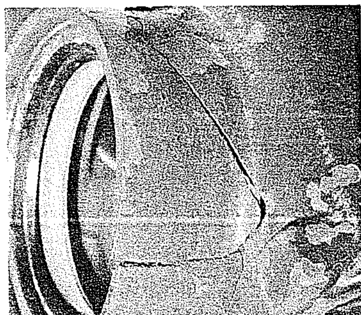
- wady materiałowe i produkcyjne,
- błędy montażowe,
- zmienne obciążenia układów samochodu,
- nieodpowiednia obsługa,
- przeciążenia,
- niedostateczna ilość albo zanieczyszczony olej lub smar.

Poniżej omówiono najczęściej spotykane uszkodzenia, ich objawy i przyczyny, następujących elementów skrzynek biegów:

- obudowy,
- wałków,
- kół zębatych,
- łożysk,
- synchronizatorów,
- płytek (lameli),
- pomp.

12.10.1. Uszkodzenia obudowy

Uszkodzenia obudowy skrzynki biegów w postaci np. pęknięć i odłamań są następstwami nadmiernych obciążeń wywołanych czynnikami zewnętrznymi albo niefachową zabudową skrzynki.


Rys. 12.67

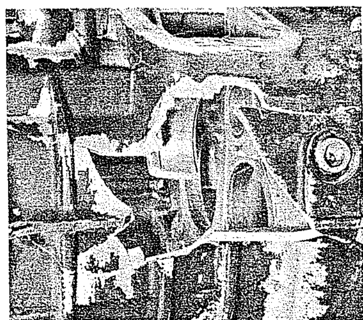
Pęknięcia (rys. 12.67)

Oznaki

Wyraźnie widoczne pęknięcie, biegnące od czoła obudowy po jej zwężonej części.

Przyczyny

- ❑ Bicie wału napędowego spowodowane:
  - brakiem współosiowości przegubów krzyżakowych,
  - nieodpowiednimi kątami załamania wału napędowego,
  - za dużymi drganiami w układzie napędowym (stąd nadmierne obciążenia),
  - innymi przyczynami.


Rys. 12.68

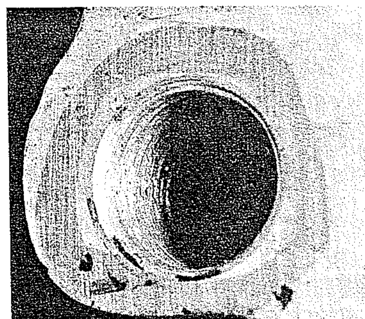
Odłamania (rys. 12.68)

Oznaki

Odłamanie fragmentu obudowy następuje zawsze w obszarze największego obciążenia (miejsca ułożyskowania, koło zębate wstecznego biegu, osadzenie skrzynki biegów itp.).

Przyczyny

- ❑ takie same, jak podano w punkcie „Pęknięcia", oraz
- ❑ obciążenia uderzeniowe i zmienne,
- ❑ zablokowanie urządzenia podłączonego do przystawki odbioru mocy.


Rys. 12.69

Błędy montażowe

Oznaki

Uszkodzenie otworów gwintowanych na całej głębokości, całkiem już niewidoczny profil gwintu (rys. 12.69).

Przyczyny

- ❑ wadliwy montaż obudowy sprzęgła:
  - za duży moment dokręcania śrub,
  - przekoszone śruby,
  - nieodpowiednia długość śrub.

12.10.2. Uszkodzenia wałków

Uszkodzenia wałków sprzęgłowego i głównego w postaci np. zużycia bieżni łożysk (zdarcie materiału, wżery korozyjne, przewalcowania, wyżłobienia, ślady zatarć) albo pęknięć są następstwami zmęczenia materiału, złej jakości oleju w skrzynce, obecności obcych ciał, drgań w układzie napędowym oraz przeciążeń.

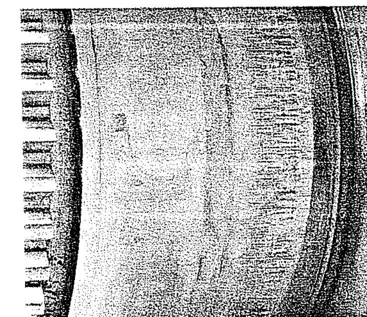
Zdarcie materiału (rys. 12.70)

Oznaki i następstwa

Wraz z postępującym zużyciem bieżni łożysk są coraz bardziej widoczne lekko matowe zdarcia materiału, określane często jako „szare plamy". Jest to początek wżerów korozyjnych (pittingu).

Przyczyny

- ❑ natury eksploatacyjnej, jak np. duże prędkości obrotowe przy niewielkim obciążeniu, duże i długotrwałe obciążenia,
- ❑ zła jakość oleju w wyniku zanieczyszczeń (opiłki itd.), starzenie termiczne materiału, niezgodna z zaleceniami lepkość lub skład oleju.


Rys. 12.70

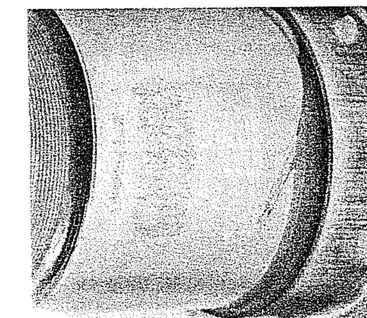
Odpryski i wżery (rys. 12.71)

Oznaki i następstwa

Powstające w wyniku odprysków wgłębienia coraz bardziej się rozszerzają, obejmując z czasem całą powierzchnię roboczą.

Przyczyny

- ❑ jak w punkcie „zdarcie materiału".


Rys. 12.71

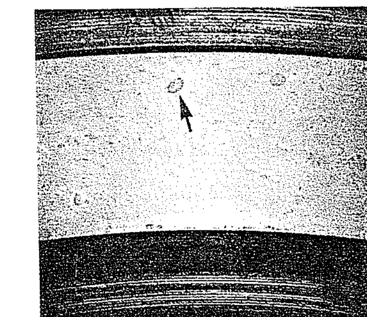
Przewalcowania (rys. 12.72)

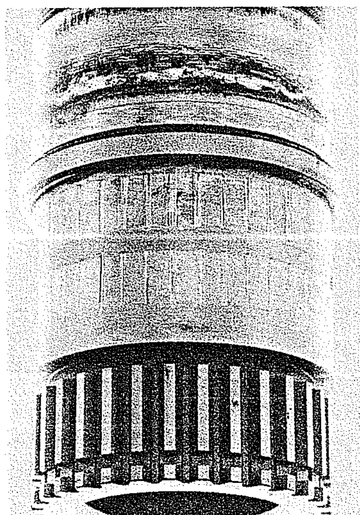
Oznaki i następstwa

Wgłębione albo wystające cząstki (strzałka) są dobrze widoczne i wyczuwalne. Są one przyczyną powstawania różnego rodzaju odgłosów i hałasów.

Przyczyny

- ❑ zdarcie i odpryski materiału,
- ❑ obce ciała (cząstki zanieczyszczeń), które dostały się do skrzynki biegów np. razem z olejem.


Rys. 12.72



Rys. 12.73

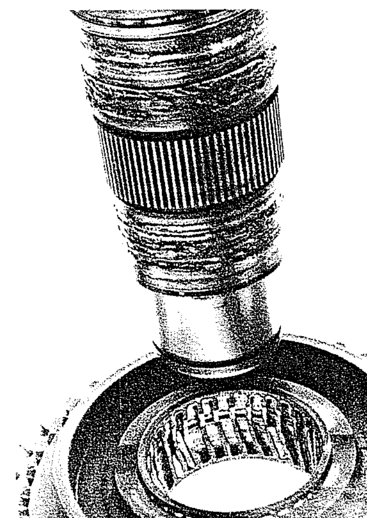
Rowki, żłobki (rys. 12.73)

Oznaki i następstwa

Rolki, na których się obracają swobodnie osadzone koła zębate, żłobią na czopach wałków wyraźnie widoczne i wyczuwalne zagłębienia. W wyniku żłobkowania czopów przesuwają się powierzchnie przyporu kół zębatych i może dojść do wyłamania zębów.

Przyczyny

- ❑ znaczne zmiany obciążenia (drgania w układzie napędowym) wynikające np. z:
  - jazdy na zbyt wysokim biegu przy małej prędkości obrotowej silnika,
  - niewyrównoważenia wału napędowego,
  - oddziaływania silnika (np. źle wyregulowana pompa wtryskowa).



Rys. 12.74

Ślady zatarć (rys. 12.74)

Oznaki i następstwa

Do miejscowego zespolenia materiału w wyniku zbyt wysokich temperatur może dojść z powodu niedostatecznego odprowadzania ciepła tarcia powstającego między rolkami a bieżnią łożyska. Powtarzające się tego rodzaju przypadki prowadzą do zatarcia lub całkowitej blokady skrzynki.

Przyczyny

- ❑ brak albo niedostateczne smarowanie,
- ❑ zanieczyszczony albo zestarzały olej,
- ❑ lepkość lub skład oleju nie odpowiadająca wymaganiom producenta,
- ❑ za duże względne prędkości obrotowe – nieodłączenie wału napędowego w czasie holowania pojazdu.

Złamanie wału (rys. 12.75)

Oznaki

Złamanie wału na skutek drgań i sił gnących można rozpoznać po strukturze powierzchni w miejscu pęknięcia części gładkiej (pęknięcie wywołane drganiami) i pozostałej, mniejszej części poszarpanej. Drgania są pierwotną przyczyną uszkodzenia wału. Pęka on od strony oddziaływania największego obciążenia. Im mniejszy jest udział gładkiej części w całkowitej powierzchni pęknięcia, tym większe obciążenia niszczące wywołane drganiami oddziaływały na wał.

Przyczyny

- ❑ przeciążenia wynikające np. z pęknięcia jakiegoś innego elementu w skrzynce biegów lub w zespole znajdującym się przed albo za skrzynką,
- ❑ zakłócenia natury eksploatacyjnej lub funkcjonalnej,
- ❑ wady produkcyjne.



Rys. 12.75

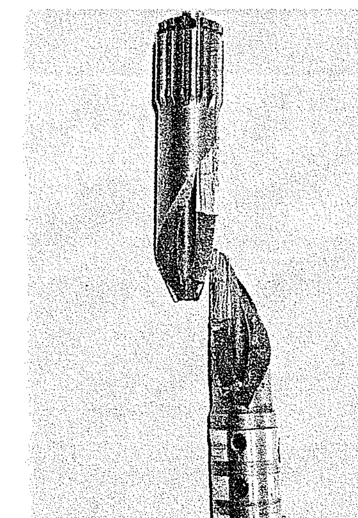
Złamanie na skutek drgań skrętnych (rys. 12.76)

Oznaki

Powierzchnia złamania jest szorstka i często o włóknistej strukturze. Na krawędziach powierzchni roboczej struktura miejsca pęknięcia jest bardziej gładka. Pęknięcie biegnie przeważnie po spirali o nachyleniu 45° w stosunku do osi wału.

Przyczyny

- ❑ przeciążenia wynikające np. z:
  - zablokowania albo pęknięcia jakiegoś innego elementu w skrzynce biegów lub w zespole znajdującym się przed albo za skrzynką,
  - zakłóceń natury eksploatacyjnej lub funkcjonalnej,
  - wypadku drogowego.



Rys. 12.76

12.10.3. Uszkodzenia kół zębatych

W normalnych przypadkach, w okresie tzw. „docierania" par kół zębatych, nierówności powierzchni roboczych zębów zostają wygładzone. Zęby „aktywne" można rozpoznać po bardziej błyszczącej powierzchni. Niewłaściwe warunki pracy skrzynki biegów mogą prowadzić do uszkodzeń powierzchni roboczych, a nawet do wyłamania zębów. Rodzaje ewentualnych uszkodzeń zębów to:
- ❑ nadmierne zużycie,
- ❑ wyżłobienia,
- ❑ wżery,
- ❑ zatarcie,
- ❑ wyłamanie zębów.

Powodem uszkodzenia zębów mogą być także wady materiałowe i błędy produkcyjne, np. w trakcie hartowania albo szlifowania. Poniżej omówiono i zilustrowano różne przypadki uszkodzeń powierzchni roboczych i wyłamania zębów, ich cechy charakterystyczne i przyczyny uszkodzeń.



Rys. 12.77

Nadmierne zużycie (rys. 12.77)

Oznaki i następstwa

Na powierzchni roboczej zębów nie można już rozpoznać struktury fabrycznej obróbki. Powierzchnia jest matowa i szara. Postępujące zużycie prowadzi do istotnej zmiany kształtu zębów i luzu międzyzębnego.

Przyczyny

- ❑ zanieczyszczenia oleju spowodowane:
  - zużyciem i zmęczeniem powierzchni innych elementów skrzynki biegów,
  - przedostającego się do skrzynki piasku, błota itp.



Rys. 12.78

Wyżłobienia (rys. 12.78)

Oznaki

Wyżłobienia biegnące w kierunku poprzecznym, przez całą powierzchnię zazębiania. Są szczególnie widoczne w miejscach o największej prędkości wzajemnej zębów (u podstawy i na wierzchołkach zębów). Inaczej niż przy zatarciu powierzchnia wyżłobień jest gładka.

Przyczyny

Wyżłobienia są oznaką działania dużych sił międzyzębnych. Drobne cząstki zanieczyszczeń i nierówności na powierzchni roboczej jednego zęba są dociskane do powierzchni zęba współpracującego. Podczas zazębiania kół przemieszczają się one i żłobią powierzchnie robocze.



Rys. 12.79

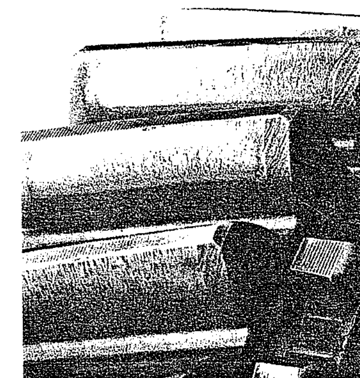
Wżery (rys. 12.79)

Oznaki i skutki

Odpryski powierzchni roboczych zębów, widoczne jako wżery o muszelkowej strukturze. Obszar wżeru może być tak duży, że pozostała, zdrowa część powierzchni zęba nie jest w stanie przenosić obciążenia roboczego.

Przyczyny

Przyczyną wżerów jest na ogół zmęczenie materiału spowodowane miejscowym przekroczeniem granicy wytrzymałości materiału na docisk przy toczeniu i ślizganiu. Zjawisko występuje tylko przy smarowaniu kół olejem. Dalsze przyczyny to nieodpowiednia lepkość i temperatura oleju, niewłaściwy kształt zębów, szorstkość powierzchni i za duża prędkość obwodowa.



Rys. 12.80

Zatarcie (rys. 12.80)

Oznaki

Biegnące poprzecznie matowe, częściowo porowate, wyglądające jak wytrawione, pasy i plamy. Oznaki zatarcia występują najpierw w obszarach poddanych dużym pulsującym naciskom i dużej prędkości poślizgowej, czyli w okolicy podstawy i wierzchołka zębów.

Przyczyny

Oddziaływanie znacznych sił dociskających przy dużej prędkości poślizgowej i wynikający z tego miejscowy wzrost temperatury powodują zerwanie filmu olejowego pomiędzy powierzchniami roboczymi zębów. Dochodzi do bezpośredniego tarcia powierzchni metalowych. Może to prowadzić do molekularnej adhezji albo punktowego zespolenia, które natychmiast zostaje rozerwane, pozostawiając ślady zatarcia.



Rys. 12.81

Odłamanie czoła zęba (rys. 12.81)

Oznaki

Z pękniętego zęba odrywają się jego fragmenty (na rysunku przykład koła zębatego o zębach krzywoliniowych). Powierzchnia przełomu jest porowata i z uwagi na rozkład naprężeń biegnie ukośnie od podstawy zęba (na zewnątrz) do jego wierzchołka (pośrodku).

Przyczyny

- złamanie następuje z powodu jednostronnego obciążenia zęba,
- przy kołach zębach walcowych o zębach skośnych szkoda może być spowodowana zbyt dużym luzem łożyska swobodnie osadzonego koła zębatego.



Rys. 12.82

Odłamanie zęba na skutek drgań (rys. 12.82)

Oznaki

Powierzchnia w miejscu pęknięcia ma część gładszą (pęknięcie wywołane tylko drganiami) z widocznymi liniami i pasami oraz mniejszą część chropowatą i poszarpaną. Powierzchnia przełomu wywołana drganiami (początek pękania) znajduje się zawsze od strony oddziaływania obciążenia na ząb. Im mniejszy jest udział gładkiej części w całkowitej powierzchni pęknięcia, tym większe i bardziej długotrwałe obciążenia niszczące oddziaływały na ząb. Krótkie i duże obciążenia powodują pęknięcia na powierzchni zęba, prowadzące do złamań.

Przyczyny

W okolicy podstawy zęba (miejsce największych sił zginających) w chwili zazębiania kół powstaje dynamiczne, na ogół oscylacyjne obciążenie. Do pęknięcia zęba dochodzi po przekroczeniu progu wytrzymałości zmęczeniowej koła zębatego.

Ukruszenie wierzchołka zęba (rys. 12.83)

Oznaki

Ząb zostaje odłamany najczęściej w połowie wysokości i nie zawsze na całej szerokości.

Przyczyny

- obciążenie wierzchołka zęba jest większe od obciążenia jego podstawy (przy specjalnej geometrii zazębienia),
- często powtarzające się obciążenia zmienne,
- skutki uszkodzenia powierzchni roboczej zęba.



Rys. 12.83

Złamanie siłowe (rys. 12.84)

Oznaki

Cała powierzchnia złamania jest chropowata, o rozbitej strukturze krystalicznej (przełom kruchy); mogą też wystąpić gładkie wybrzuszenia albo wgłębione kratery (przełom wywinięty).

Przyczyny

- Przeciążenia spowodowane:
  - zablokowaniem albo zniszczeniem jakiegoś elementu skrzynki biegów lub układu napędowego przed albo za skrzynką,
  - zakłóceniami natury eksploatacyjnej lub funkcjonalnej,
  - wypadkiem drogowym.

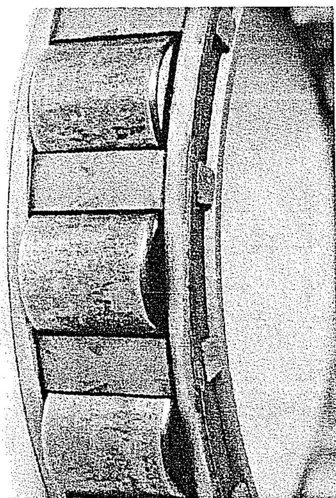


Rys. 12.84

Przełom kruchy powstaje w wyniku za dużych obciążeń zginająco-rozciągających, a przełom wywinięty w wyniku zbyt dużych obciążeń ścinających.

12.10.4. Uszkodzenia łożysk

Poza normalnym zużyciem w wyniku długotrwałej pracy, w łożyskach tocznych (igiełkowych, kulkowych, rolkowych) pojawiają się objawy uszkodzeń w postaci zgrubień, wżerów i pęknięć. Najczęstszą przyczyną jest zła jakość albo niedostatek oleju, przeciążenia i błędy montażowe. Łożysko toczne może być jeszcze eksploatowane, jeżeli:
- ❑ powierzchnia robocza wygląda jak nowa lub jest lekko zmatowiona (struktura obróbki jeszcze rozpoznawalna),
- ❑ zużycie jest równomierne i nie wystąpiły luzy,
- ❑ nie ma widocznych rys i wgłębień (brak obcych ciał).



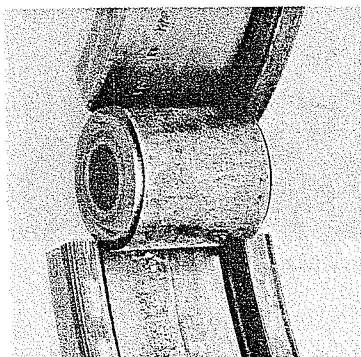
Rys. 12.85

Nadmierne zużycie (rys. 12.85)

Oznaki i skutki

Powierzchnie robocze elementów łożyska są zdeformowane plastycznie i częściowo odpryskują. Produkt ścierania (ścier) powoduje zużycie erozyjne. Powstają rysy, zadrapania i mikrokratery. Zwiększający się stale luz łożyska prowadzi do wytarcia albo złuszczenia warstwy powierzchniowej (patrz zdjęcie) i skutkuje dużymi szkodami.

Przyczyny
- ❑ zła jakość oleju na skutek zbierania się ścieru lub innych zanieczyszczeń, termiczne starzenie, użycie niewłaściwego oleju,
- ❑ znaczne obciążenia lub duży przebieg łożyska.



Rys. 12.86

Tworzenie się mikrokraterów (rys. 12.86)

Oznaki i skutki

W strefach dużego obciążenia w warstwie podpowierzchniowej powstają mikrorysy. Z czasem są widoczne skośne pęknięcia na powierzchni. Materiał zaczyna się łuszczyć tworząc mikrokratery, których jest coraz więcej. Złuszczone cząstki są rozwalcowywane i stają się przyczyną punktowych przeciążeń.

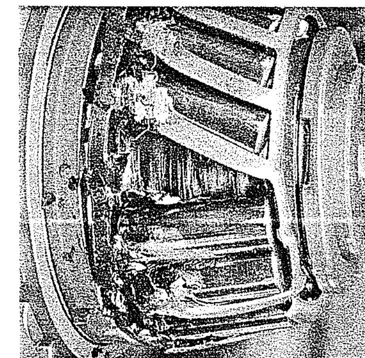
Przyczyny
- ❑ znaczne obciążenia, duży przebieg łożyska, wysoka temperatura,
- ❑ zła jakość oleju na skutek zbierania się ścieru lub innych zanieczyszczeń, termiczne starzenie, użycie niewłaściwego oleju.

Zatarcie, blokowanie (rys. 12.87)

Oznaki i skutki

Ślady zatarcia i ewentualnie niebieskie przebarwienia na czołowych powierzchniach rolek lub na obrzeżach pierścieni. W łożyskach stożkowych może to doprowadzić do przekoszenia rolek i zblokowania łożyska.

Przyczyny
- ❑ brak oleju np. podczas nieprzepisowego holowania pojazdu,
- ❑ duże siły osiowe (pochodzące od wału napędowego),
- ❑ duże różnice prędkości obrotowych (podczas nieprzepisowego holowania pojazdu).



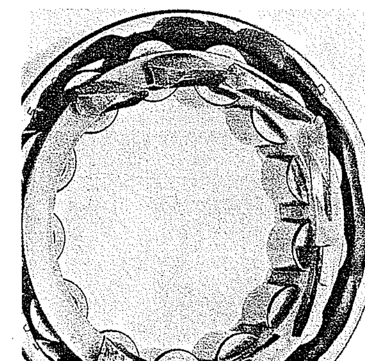
Rys. 12.87

Rozbicie łożyska (rys. 12.88)

Oznaka

Rozbity koszyczek

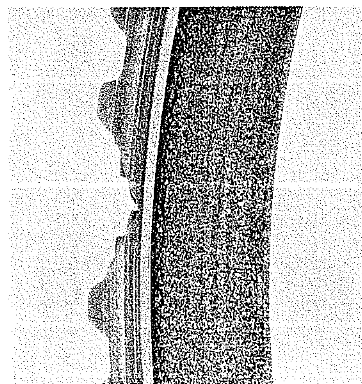
Przyczyny
- ❑ Przeciążenia spowodowane:
  - zablokowaniem albo zniszczeniem jakiegoś elementu skrzynki biegów lub układu napędowego przed albo za skrzynką,
  - zakłóceniami natury eksploatacyjnej lub funkcjonalnej,
  - wypadkiem drogowym.



Rys. 12.88

12.10.5. Uszkodzenia synchronizatorów

W synchronizatorach także powstają szkody wychodzące ponad normalne zużycie. Poza przyczynami leżącymi w samym pojeździe, mamy również do czynienia np. z opisanymi w punkcie 12.6 błędami kierowców. Przykłady uszkodzeń poszczególnych elementów synchronizatorów pokazano na rysunkach 12.89 do 12.99.



Rys. 12.89

Pierścienie cierne

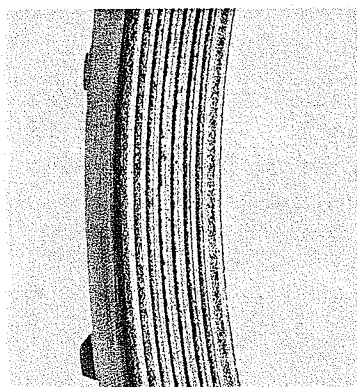
Zużycie powierzchni ciernej (rys. 12.89)

Oznaki

Molibdenowa warstwa cierna jest tak wytarta, że rowki na jej powierzchni są niemal niewidoczne.

Przyczyny

- ❑ długi okres eksploatacji,
- ❑ ulepszacze oleju niezgodne z wymaganiami,
- ❑ trwały poślizg synchronizatora z powodu:
  - niecałkowitego wyłączania sprzęgła,
  - uszkodzenia łożyska wałka sprzęgłowego,
  - niewłaściwej lepkości oleju (szczególnie w wysokiej temperaturze)
- ❑ woda w oleju (molibden koroduje na czarno).



Rys. 12.90

Uszkodzenia powierzchni ciernej (rys. 12.90)

Oznaki

Kruszenie się powierzchni molibdenowej poczynając od zewnętrznych rowków. Wykruszone miejsca mają gruboziarnistą strukturę.

Przyczyny

- ❑ trwały poślizg synchronizatora (patrz poprzedni punkt),
- ❑ znaczne zmiany obciążenia, wynikające np. z:
  - jazdy na zbyt wysokim biegu przy małej prędkości obrotowej silnika,
  - uszkodzenia tłumika drgań skrętnych wału korbowego,
  - niewyrównoważenia wału napędowego,
  - oddziaływania silnika (np. źle ustawiona pompa wtryskowa).

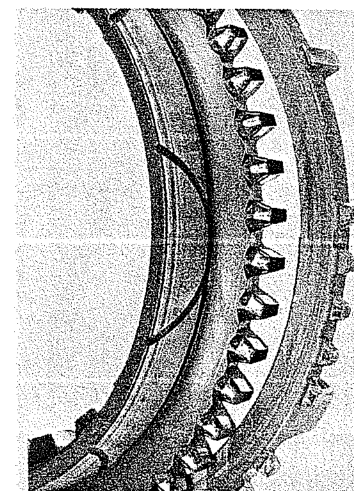
Zmatowienie powierzchni (rys. 12.91)

Oznaki i skutki

Okrężne ślady nalotu na pierścieniu synchronizatora i na elemencie sprzęgającym (z reguły bardziej widoczne na odwrotnej stronie pierścienia). Często towarzyszy temu znaczne zużycie zębów pierścienia synchronizatora, ślady silnych uderzeń, zadziory. Silne zużycie par ciernych powoduje, że synchronizator nie spełnia już swoich zadań.

Przyczyny

- ❑ duży przebieg albo niefachowa obsługa,
- ❑ nieprawidłowe działanie mechanizmu przełączania biegów (termiczne zniekształcenie synchronizatora),
- ❑ siłowe przełączanie biegów.



Rys. 12.91

Zużycie krzywek odbojnikowych (rys. 12.92)

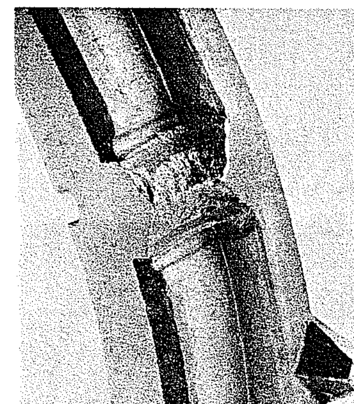
Oznaki i skutki

Różnego rodzaju zniekształcenia krzywek odbojnikowych w postaci np. sklepania lub ukruszenia (albo tylko zniszczenie krawędzi). Skutkiem może być pęknięcie lub całkowite zniszczenie krzywki.

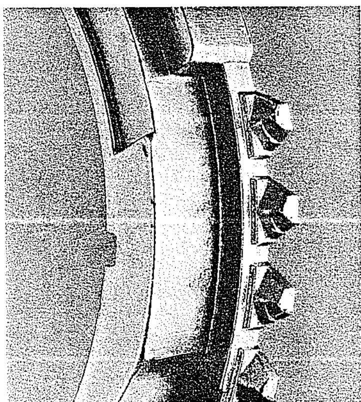
Przyczyny

Drgania wywołane przez:

- ❑ znaczne zmiany obciążenia, wynikające np. z:
  - jazdy na zbyt wysokim biegu przy małej prędkości obrotowej silnika,
  - uszkodzenia tłumika drgań skrętnych wału korbowego,
  - niewyrównoważenia wału napędowego,
  - oddziaływania silnika (np. źle ustawiona pompa wtryskowa),
- ❑ trwałego poślizgu synchronizatora.



Rys. 12.92


Rys. 12.93

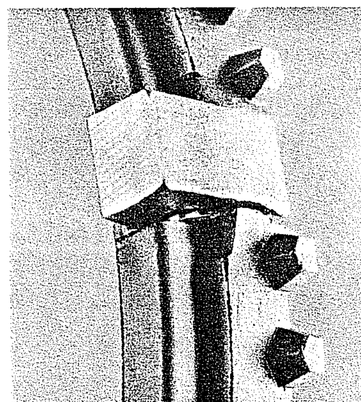
Zużycie uzębienia blokującego (rys.12.93)

Oznaki i skutki

Wraz ze zwiększeniem zużycia jest widoczne i wyczuwalne silne odsadzenie zębów. Ponadto powstają zadziory skierowane do tyłu zębów. Powoduje to trudności z przełączaniem biegów.

Przyczyny

- drgania opisane w poprzednim punkcie,
- trwały poślizg synchronizatora.


Rys. 12.94

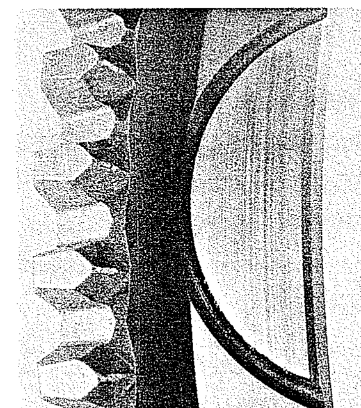
Pęknięcie pierścienia synchronizatora (rys.12.94)

Oznaki

Pękniecie przy krzywce odbojnikowej (rys. 12.94)

Przyczyny

- drgania (opisane w poprzednich punktach),
- siłowe przełączanie biegów,
- trwałe klekotanie zębów.


Rys. 12.95

Elementy sprzęgające

Normalne zużycie (rys. 12.95)

Oznaki i skutki

Lekkie zużycie (ślady wytarcia) powierzchni stożkowej, nie mające wpływu na prawidłową pracę synchronizatora (na współczynnik tarcia). Wszystkie elementy zdatne do dalszego użytku.

Przyczyny

Normalne zużycie wynikające z pracy synchronizatora.

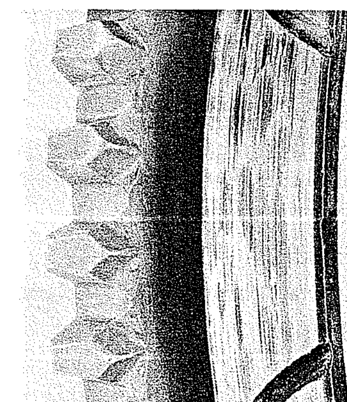
Ślady przegrzania (rys.12.96)

Oznaki i skutki

Termiczne przebarwienia na stożkowej powierzchni ciernej, nie powodujące zakłóceń pracy synchronizatora. Jego elementy są nadal zdatne do użytku.

Przyczyny

- duże obciążenia,
- ostra zmiana biegów.


Rys. 12.96

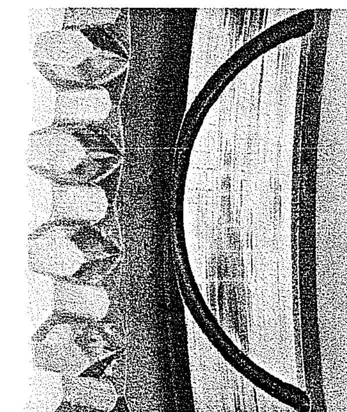
Ślady przegrzania i rysy (rys.12.97)

Oznaki i skutki

Na stożkowej powierzchni pierścienia synchronizatora są widoczne rozchodzące się poprzecznie rysy i przebarwienia termiczne. Rysy przyspieszają zużycie pierścieni.

Przyczyny

- przeciążenia wynikające z:
  - siłowego przełączania biegów,
  - niecałkowitego wyłączania sprzęgła,
  - dużej względnej prędkości obrotowej z powodu błędów obsługowych i systemowych.


Rys. 12.97

Tuleja synchronizatora

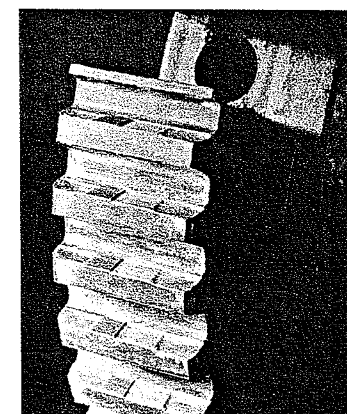
Zużycie zębów (rys.12.98)

Oznaki

Wyraźnie widoczne zużycie na powierzeniach roboczych i rozklepane schodki u podstawy zębów.

Przyczyny

- znaczne zmiany obciążenia, wynikające np. z:
  - jazdy na zbyt wysokim biegu przy małej prędkości obrotowej silnika,
  - uszkodzenia tłumika drgań skrętnych wału korbowego,
  - niewyrównoważenia wału napędowego,
  - oddziaływania silnika (np. źle ustawiona pompa wtryskowa).


Rys. 12.98

Tuleja włączająca

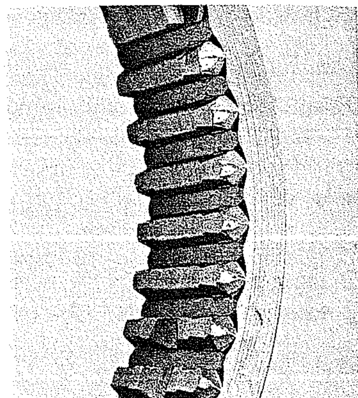
Zużycie zębów (rys. 12.99)

Oznaki i skutki

Zęby są wytarte na czołach, odpryski na całej szerokości zębów. Trudności z przełączaniem biegów.

Przyczyna

- ❑ trwałe obcieranie się i klekotanie zębów.



Rys. 12.99

12.11. Ważniejsze wzory i definicje

Na opory jazdy składają się:

siła oporu powietrza $F_L = 0{,}0461\, c_w A\, V_2$ [N]

siła oporu toczenia $F_R = 9{,}81\, G f_R$

siła oporu ruchu na wzniesieniu $F_{Wzn} = \dfrac{G[\mathrm{N}]q[\%]}{100}$ [N]**)

moment obrotowy $T = \dfrac{9552P[\mathrm{kW}]}{n}$ [N·m] albo $T = \dfrac{7026P[\mathrm{PS}]}{n}$ [N·m]

moc $P = \dfrac{Tn}{9552}$ [kW] lub $P = \dfrac{Tn}{7026}$ [kW]

prędkość jazdy $v_p = \dfrac{0{,}377 r_{dyn} n_{silnik}}{i_{bieg} i_{skrz.biegów}}$ [km/h]

przełożenie kinematyczne biegu $i_{bieg} = \dfrac{n_{silnik} r_{dyn}}{2{,}6526 i_{prz.gł.}\, v_{max}}$ [–]*)

przełożenie kinematyczne przekładni głównej $i_{prz.gł.} = \dfrac{n_{min} r_{dyn}}{2{,}6526 i_{bieg}\, v_{max}}$ [–]*)

zdolność pokonywania wzniesień:

$$S_{max} = \left[\left(\frac{T_{max} i_{bieg} i_{prz.gł.} \cdot 0{,}9}{9{,}81 G r_{dyn}} - f_R\right) \text{arc sin}\right] \text{tg} \cdot 100\ [\%]$$

*) 2,6526 = stała przeliczeniowa

**) dotyczy wzniesienia do 20%, powyżej 20%: $G \sin\alpha$

Zdolność pokonywania wzniesień, wzór uproszczony:

$$S_{max} = \left[\left(\frac{T_{max} i_{bieg} i_{prz.gł.} \cdot 0{,}9}{9{,}81 G r_{dyn}} - f_R\right)\right] \cdot 100\ [\%]$$

Zdolność pokonywania wzniesień **przy ruszaniu z miejsca** = $S_{max} \cdot 0{,}8$ (%)
0,8 jest współczynnikiem uwzględniającym poślizg sprzęgła.

Wielkości użyte we wzorach:

r_{dyn} [m]	promień toczenia
G [kg]	masa pojazdu
9,81 [m/s²]	przyspieszenie ziemskie
n [obr/min]	prędkość obrotowa
i_{bieg} [–]	przełożenie skrzynki biegów
$i_{prz.gł.}$ [–]	przełożenie przekładni głównej
f_R [–]	współczynnik oporów toczenia (asfalt, beton f_R = 0,010 – 0,012, utwardzona droga gruntowa f_R = 0,020 – 0,040)
c_w [–]	współczynnik oporów powietrza, samochody osobowe ≈ 0,35
c_w [–]	współczynnik oporów powietrza, autobusy ≈ 0,6
c_w [–]	współczynnik oporów powietrza, samochody ciężarowe ≈ 0,8
A [m²]	powierzchnia czołowa, samochody osobowe ≈ 1,8 m²
A [m²]	powierzchnia czołowa, autobusy ≈ 6,0 m²
A [m²]	powierzchnia czołowa, samochody ciężarowe ≈ 8,0 m²
V_F [km/h]	prędkość jazdy
0,9	= całkowita sprawność ($h_{całk.} = h_G h_H$)
q [%]	wzniesienie

13. Automatyczne skrzynki biegów

13.1. Wiadomości ogólne

Kierowca samochodu musi w coraz bardziej zagęszczającym się ruchu drogowym wykazać się znacznie większymi umiejętnościami, niż jeszcze przed kilkoma laty. Duże natężenie ruchu, ograniczenia prędkości, prace drogowe, korki uliczne zmuszają go ponadto do częstej zmiany biegów. Automatyczna skrzynka biegów z odpornym na zużycie mechaniczne urządzeniem wspomagającym ruszanie z miejsca oraz automatyczny program zmiany biegów skutecznie wspierają kierowcę w prowadzeniu pojazdu.

Jak sama nazwa wskazuje, automatyczne skrzynki biegów pracują samoczynnie. W stosunku do mechanicznych skrzynek biegów mają one *trzy istotne zalety*:

- kierowca nie musi zmieniać biegów ani wciskać pedału sprzęgła, dzięki czemu może się lepiej koncentrować na sytuacji na drodze,
- skrzynka, bez udziału kierowcy, wybierze odpowiednie przełożenie, a tym samym na koła napędowe zawsze jest przenoszony niezbędny moment obrotowy,
- dzięki przekładni hydrokinetycznej zmiana przełożeń następuje prawie bezstopniowo (przy pięciu, sześciu albo siedmiu biegach).

Wady automatycznych skrzynek biegów:

- większa masa,
- większe straty tarcia,
- wyższa cena.

Ogólnie skrzynki automatyczne można podzielić na:

- całkowicie automatyczne,
- półautomatyczne.

13.1.1. Skrzynki całkowicie automatyczne

Całkowicie automatyczne skrzynki biegów, nazywane w tym rozdziale skrzynkami automatycznymi, są wyposażone w cztery albo pięć biegów do jazdy do przodu i jeden bieg wsteczny. Coraz częściej oferuje się skrzynki z sześcioma albo siedmioma biegami do jazdy do przodu.

Poniżej omówiono zasady działania i budowę automatycznych skrzynek biegów w zakresie, obejmującym niemal wszystkie współczesne konstrukcje.

Automatyczna skrzynka biegów składa się zasadniczo z trzech podzespołów:

- hydraulicznego przeniesienia mocy,
- mechanicznej przekładni planetarnej z trzema, czterema albo pięcioma biegami,
- automatycznej zmiany biegów oraz hydraulicznego (częściowo także elektronicznego) sterowania skrzynki.

13.1.2. Hydrauliczne przeniesienie mocy

Rozróżnia się dwa rodzaje hydraulicznego przeniesienia mocy, za pomocą przekładni:

- hydrostatycznej albo
- hydrokinetycznej.

W uproszczeniu można powiedzieć, że w przekładni *hydrostatycznej* moc silnika przenosi *energia ciśnienia cieczy* (wysokie ciśnienie przy niewielkiej prędkości cieczy).

Przykłady

Hamulce hydrauliczne: wysokie ciśnienie w układzie w czasie hamowania, ale niewielkie przemieszczanie się płynu hamulcowego.

Wspomaganie układu kierowniczego: wysokie ciśnienie, ponad 1 MPa, ale niewielki przepływ oleju w układzie.

W przekładni *hydrokinetycznej* do przeniesienia mocy wykorzystuje się energię kinetyczną (duża prędkość przepływu cieczy przy niewielkim ciśnieniu).

W samochodowych automatycznych skrzynkach biegów stosuje się tylko napędy hydrokinetyczne, takie jak:

- *sprzęgła hydrokinetyczne* oraz
- *przekładnie hydrokinetyczne.*

13.2. Sprzęgła i przekładnie hydrokinetyczne

Zarówno sprzęgło, jak i przekładnia hydrokinetyczna są mechanizmami, w których doprowadzona moc mechaniczna jest przetwarzana bezstopniowo w odniesieniu do prędkości obrotowej albo momentu obrotowego.

13.2.1. Sprzęgło hydrokinetyczne

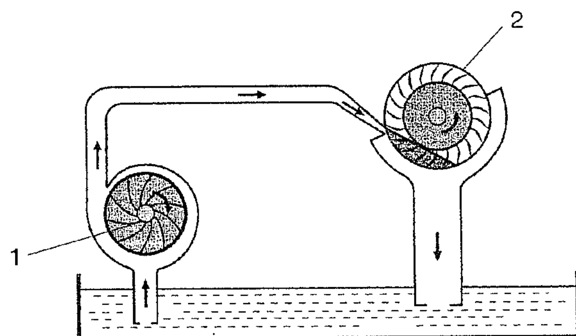
Sprzęgło hydrokinetyczne ma względnie łatwe zadanie, gdyż nie przetwarza zewnętrznego momentu obrotowego, tylko prędkość obrotową (rys. 13.1).

Podstawowymi elementami sprzęgła są:

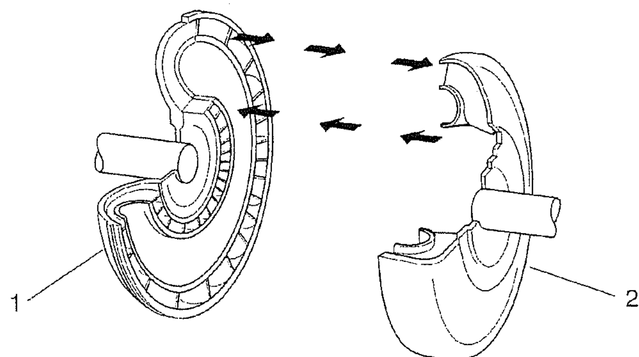
- wirnik pompy (wejście),
- wirnik turbiny (wyjście),
- ciecz robocza (olej).

W sprzęgłach stosowanych w samochodach pompę i turbinę umieszczono we wspólnej obudowie. Ich wirniki są wykonane w postaci czasz mających promieniowe łopatki (rys. 13.2).

Połączony z wałem wejściowym wirnik pompy wprawia olej w ruch i kieruje go na wirnik turbiny, któremu oddaje znaczną część energii kinetycznej. Olej przepływa



Rys. 13.1
Rysunek poglądowy sprzęgła hydrokinetycznego z wirnikiem pompy (wejście), wirnikiem turbiny (wyjście) i cieczą roboczą (olej)
1 – pompa, 2 – turbina



Rys. 13.2
Pompa i turbina umieszczone w jednej obudowie
1 – pompa, 2 – turbina

w turbinie w kierunku coraz mniejszej średnicy i trafia z powrotem na łopatki wirnika pompy. Energia kinetyczna oleju wypływającego z wirnika pompy wprawia wirnik turbiny w ruch obrotowy.

Kiedy oddawana energia kinetyczna oleju wypływającego z pompy jest większa niż opory na wyjściu turbiny, wtedy wirnik turbiny zaczyna się obracać najpierw wolno, potem coraz szybciej. Samochód rusza z miejsca, a następnie płynnie przyspiesza.

Po zwolnieniu pedału przyspieszenia odwraca się rola obydwu wirników. Wirnik turbiny jest napędzany przez rozpędzony pojazd i działa jak pompa. Strumień oleju trafia na wolniej obracający się wirnik pompy sprzęgła i usiłuje go obrócić. Ponieważ wirnik pompy jest połączony z silnikiem, powstaje efekt hamowania.

Zadławienie silnika nie jest możliwe, gdyż na biegu jałowym moc silnika jest większa od mocy oporów sprzęgła hydrokinetycznego.

Wadą sprzęgła hydrokinetycznego jest poślizg (różnica prędkości) występujący między wirnikiem pompy (wejście) i wirnikiem turbiny (wyjście).

W celu utrzymania dużej sprawności, wirnik turbiny powinien osiągnąć prędkość obrotową bliską prędkości wirnika w jak najkrótszym czasie. Możliwy do osiągnięcia stosunek prędkości obrotowej wirnika pompy do prędkości obrotowej wirnika turbiny wynosi 0,98. Odpowiada to sprawności sprzęgła 98%.

Całkowite wyeliminowanie poślizgu nie jest możliwe, gdyż przy takim samym efekcie działania sił odśrodkowych strumień oleju nie mógłby przepływać z pompy do turbiny i tym samym byłoby niemożliwe przenoszenie mocy.

Ponieważ sprzęgło hydrokinetyczne w chwili ruszania (wirnik turbiny jest nieruchomy) nie zwiększa momentu obrotowego, nie jest ono obecnie stosowane w automatycznych skrzynkach biegów.

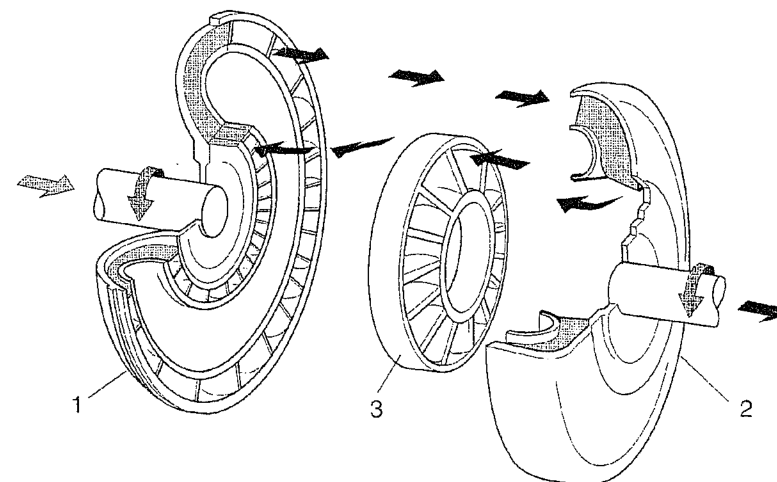
13.2.2. Przekładnia hydrokinetyczna

Przekładnia hydrokinetyczna składa się z trzech elementów:
- wirnika pompy, połączonego sztywno z obudową,
- wirnika turbiny, połączonego z wałkiem wejściowym skrzynki biegów,
- wirnika kierownicy *z wolnym kołem*.

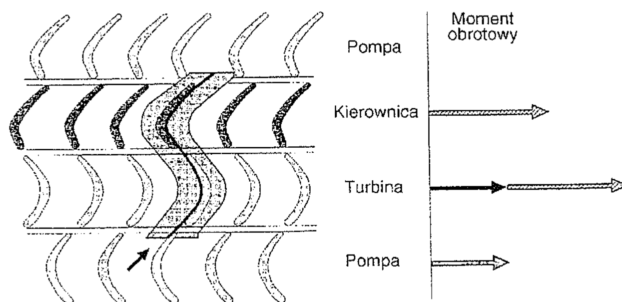
Zasada działania przekładni hydrokinetycznej jest podobna do działania sprzęgła hydrokinetycznego (rys. 13.3).

W przekładni hydrokinetycznej wirnik kierownicy umieszczony pomiędzy pompą i turbiną powoduje zmianę kierunku strumienia przepływającego oleju. Wirnik kierownicy jest połączony z obudową skrzynki biegów za pośrednictwem wolnego koła (sprzęgło jednokierunkowe), którego zadaniem jest dopóty utrzymywać sztywne połączenie wirnika z obudową, dopóki jest zmieniany kierunek strumienia oleju w kierownicy.

Na skutek zmiany kierunku strumienia powstaje moment na wirniku kierownicy, który oddziałuje także na wirnik turbiny. Suma momentów oddziałujących na wirniki pompy i kierownicy składa się na moment wyjściowy na wirniku turbiny. W ten spo-



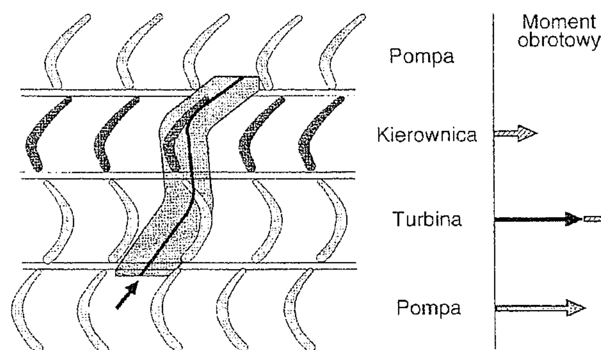
Rys. 13.3
Przekładnia hydrokinetyczna, składająca się z pompy, kierownicy i turbiny
1 – pompa, 2 – kierownica, 3 – turbina



Rys. 13.4
Największe wzmocnienie momentu obrotowego jest osiągane w chwili ruszania z miejsca. Następuje wtedy największa zmiana kierunku strumienia oleju

sób jest wzmacniany moment obrotowy silnika. Największe wzmocnienie momentu jest osiągane w chwili ruszania z miejsca, kiedy wirnik pompy już się obraca, a wirnik turbiny pozostaje jeszcze nieruchomy. W tej sytuacji ma miejsce największa zmiana kierunku przepływającego strumienia oleju (rys. 13.4).

W miarę zwiększania prędkości obrotowej wirnika turbiny zmiana kierunku strumienia oleju staje się coraz mniejsza. Moment reakcyjny kierownicy zmniejsza się, a tym samym zmniejsza się moment obrotowy na wirniku turbiny (rys. 13.5).

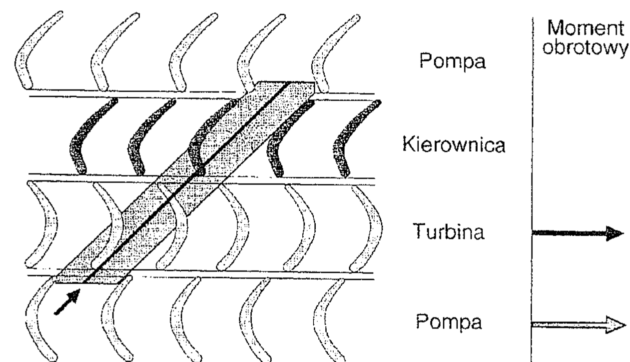


Rys. 13.5
Wraz ze zwiększaniem prędkości obrotowej wirnika turbiny kąt zmiany kierunku strumienia oleju zmniejsza się, przekazywany moment obrotowy także się zmniejsza

Przy stosunku prędkości obrotowych wirników pompy i turbiny około 1:0,88 nie następuje zmiana kierunku strumienia oleju w kierownicy. Wirnik kierownicy obraca się od tej chwili – zwanej punktem sprzęgnięcia – razem z wirnikami pompy i turbiny. Wzmocnienie momentu obrotowego jest równe zero. Przekładnia pracuje wówczas jak zwykłe sprzęgło hydrokinetyczne (rys. 13.6).

Zależnie od obciążenia silnika i prędkości jazdy istnieją trzy etapy pracy przekładni hydrokinetycznej, zwane zakresami:

- *zakres przekładni*, w którym następuje wzmocnienie momentu obrotowego; zakres ten rozpoczyna się od chwili ruszenia z miejsca i kończy z chwilą osiągnięcia punktu sprzęgnięcia;



Rys. 13.6
Od punktu sprzęgnięcia wirnik kierownicy obraca się razem z wirnikami pompy i turbiny. Moment obrotowy nie jest już wzmacniany

- *zakres sprzęgła*, w którym przekładnia pracuje, bez oddziaływania kierownicy, jak sprzęgło hydrokinetyczne;
- *zakres hamulca*, kiedy wirnik turbiny pozostaje nieruchomy.

Zakres przekładni

Największy moment obrotowy, około dwukrotnie większy od momentu obrotowego silnika, jest przekazywany przez turbinę wałkiem wyjściowym do mechanicznej przekładni planetarnej wtedy, kiedy pojazd, a tym samym i wirnik turbiny, są nieruchome, a silnik napędza „na pełnym gazie" wirnik pompy. Silnik jest przy tym hamowany do określonej prędkości obrotowej. Prędkość ta jest określana jako *prędkość obrotowa pełnego hamowania*.

Kiedy samochód rusza z miejsca, wtedy prędkość obrotowa wirnika turbiny zwiększa się proporcjonalnie do zwiększania prędkości jazdy i zbliża się do prędkości obrotowej silnika.

W takim samym stopniu, jak zwiększa się prędkość obrotowa wirnika turbiny, zmniejsza się wzmocnienie momentu obrotowego.

Po osiągnięciu prędkości obrotowej wirnika turbiny, wynoszącej około 85% prędkości wirnika pompy, nie następuje już wzmocnienie momentu obrotowego. Kierownica nie ma już żadnego wpływu. Strumień oleju opływa wirnik kierownicy bez oddziaływania na jego łopatki. Osiągnięty zostaje *punkt sprzęgnięcia*.

Zakres sprzęgła

Przy dalszym zwiększaniu prędkości jazdy przekładnia pracuje tak jak *sprzęgło hydrokinetyczne*, bez udziału kierownicy. W punkcie sprzęgnięcia na tyle zmienił się kąt, pod którym strumień oleju napływa na wirnik kierownicy i wypływa z wirnika turbiny, że olej zaczyna napierać na łopatki wirnika kierownicy od tyłu, tj. zgodnie z kierunkiem obrotów wału silnika. W efekcie wirnik kierownicy uwalnia się od wolnego koła i jest zabierany przez strumień oleju przepływający między pompą a turbiną.

Różnica prędkości obrotowych wirników pompy i turbiny po osiągnięciu punktu sprzęgnięcia zmniejsza się nadal, bez zmiany przenoszonego momentu obrotowego, aż do osiągnięcia sprawności przekładni około 96%.

Niewielki poślizg musi istnieć w celu utrzymania przepływu strumienia oleju.

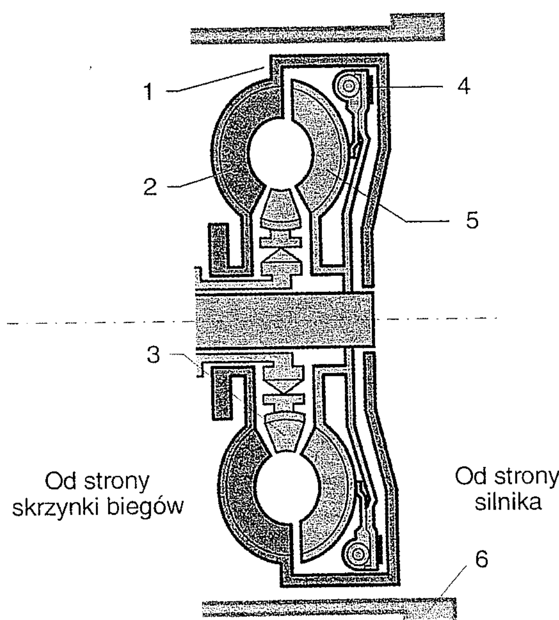
Zakres hamulca

Kiedy wirnik turbiny obraca się szybciej niż wirnik pompy (po zdjęciu nogi z pedału przyspieszenia), przekładnia pracuje w cyklu odwrotnym. Wirnik turbiny napędza wirnik pompy, a tym samym i silnik. W tym przypadku silnik pełni funkcję hamującą. Kierownica nie odgrywa żadnej roli.

13.2.3. Sprzęgło blokujące przekładni hydrokinetycznej

Rosnące wymagania w zakresie oszczędnego zużycia paliwa przez samochody spowodowały konieczność zastosowania sprzęgła blokującego w przekładni hydrokinetycznej. Wyeliminowano w ten sposób powodujący straty mocy poślizg przekładni. Sprzęgło blokujące w sposób mechaniczny łączy wirnik pompy z wirnikiem turbiny, odłączając napęd hydrokinetyczny (rys. 13.7). Moment obrotowy jest wtedy przenoszony bez poślizgu.

Sprzęgłem blokującym w przekładni hydrokinetycznej jest umieszczona w niej, połączona z wirnikiem turbiny, tarcza sprzęgła z tłumikiem drgań skrętnych (zakres pracy 40° do 45°). Tarcza jest sztywno osadzona na wielowypuście z możliwością przesuwu osiowego. Przy rozłączonym sprzęgle olej dostaje się do przekładni przez wydrążony wałek główny skrzynki biegów.Trafia najpierw do przestrzeni między obudową przekładni i tarczą sprzęgła i odpycha tarczę od obudowy. Przy włączonym sprzęgle kierunek przepływu oleju zmienia się na przeciwny. Wówczas dostaje się on tak, jak w zwykłej przekładni hydrokinetycznej, na drugą stronę tarczy sprzęgła i dociska ją do obudowy aż do całkowitego zblokowania sprzęgła. Z przestrzeni pomiędzy tarczą sprzęgła i obudową przekładni olej odpływa, redukując ciśnienie do zera. Odwrócenie kierunku przepływu strumienia oleju jest związane z narastaniem ciśnienia (do 500–600 kPa) i jest sterowane przez zawór elektromagnetyczny w skrzynce biegów. Włączanie sprzęgła blokującego zależy od kilku czynników, np. wyboru określonego biegu, prędkości jazdy, temperatury silnika. We współczesnych cztero- i pięciobiegowych automatycznych skrzynkach biegów włączenie sprzęgła blokującego następuje przeważnie na biegu 3. i 4. albo 4. i 5.

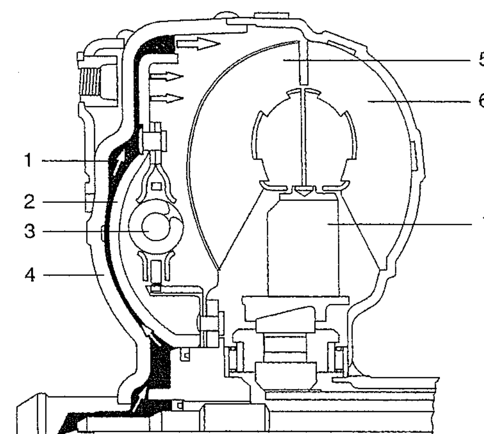


Rys. 13.7
Przekładnia hydrokinetyczna ze sprzęgłem blokującym
1 – obudowa przekładni, 2 – wirnik pompy, 3 – wirnik kierownicy, 4 – okładzina cierna sprzęgła blokującego, 5 – wirnik turbiny, 6 – obudowa skrzynki biegów

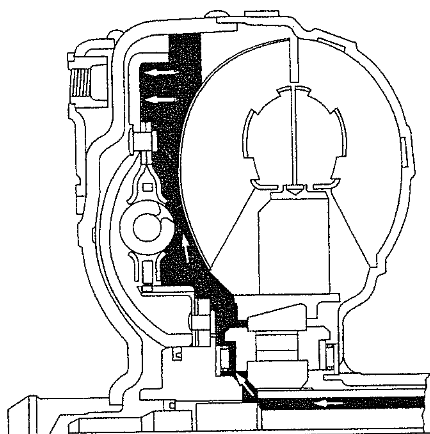
Sprzęgło blokujące eliminując poślizg przekładni hydrokinetycznej wpływa na zmniejszenie zużycia paliwa oraz zapobiega nadmiernemu wzrostowi temperatury oleju w przekładni, jako że przy zblokowanym sprzęgle przeniesienie mocy następuje tylko w sposób mechaniczny.

13.2.4. Sprzęgło blokujące z regulowanym poślizgiem

Funkcje przekładni można rozszerzyć stosując sprzęgło blokujące o regulowanym poślizgu (rys. 13.8 i 13.9). W tym rozwiązaniu sprzęgło nie jest całkowicie blokowane. Utrzymywany jest ściśle określony poślizg pomiędzy stroną napędzającą i napędzaną, ograniczający przenoszenie wahań prędkości obrotowej silnika na układ przeniesienia napędu. Ponieważ wahania te są różne dla poszczególnych typów silników, tworzy się zbiór charakterystyk koniecznych prędkości obrotowych poślizgu dla każdego stanu pracy. Zgodnie z tym zbiorem moduł elektroniczny reguluje, poprzez zmianę ciśnienia, prędkość obrotową poślizgu. Istotne zwiększenie sprawności układu wynika z tego, że w warunkach, w których do zwiększenia komfortu jazdy sprzęgło blokujące było



Rys. 13.8
Sprzęgło blokujące wyłączone
1 – przestrzeń za tarczą sprzęgła (od strony okładziny), 2 – tarcza sprzęgła, 3 – tłumik drgań skrętnych, 4 – zewnętrzna pokrywa przekładni, 5 – turbina, 6 – pompa, 7 – kierownica



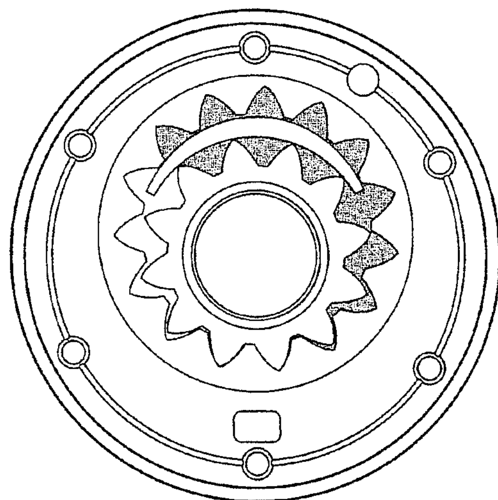
Rys. 13.9
Sprzęgło blokujące włączone

wyłączane, teraz może ono pracować ze znacznie mniejszym poślizgiem mechanicznym. Wszystkie pozostałe stany przejściowe zostały zachowane.

Wszystkie przekładnie hydrokinetyczne współczesnych samochodów są wyposażone w sprzęgła blokujące. W zależności od wielkości silnika są to sprzęgła jedno- albo wielotarczowe.

13.3. Pompa oleju

Napędzana przeważnie bezpośrednio przez przekładnię hydrokinetyczną pompa oleju (rys. 13.10) jest istotnym elementem automatycznej skrzynki biegów. Jej zadaniem jest oprócz smarowania przekładni realizacja następujących funkcji:



Rys. 13.10
Zębata pompa oleju

- wytwarzanie ciśnienia dla hydraulicznego obwodu urządzenia sterującego,
- wytwarzanie ciśnienia oleju przekładni hydrokinetycznej w celu uniknięcia kawitacji,
- przepłukiwanie przekładni olejem w celu obniżenia jej temperatury,
- dostarczenie oleju o odpowiednim ciśnieniu do elementów hydraulicznego sterowania i włączania biegów.

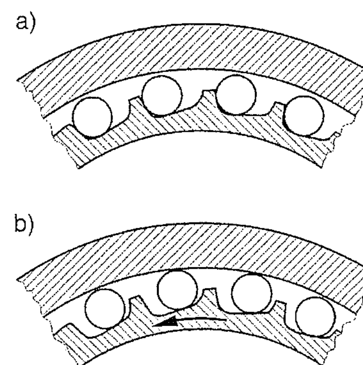
13.4. Mechanizm wolnego koła

Wolne koło (sprzęgło jednokierunkowe) przenosi moment obrotowy tylko w jednym kierunku. W kierunku przeciwnym obraca się swobodnie. Zastosowanie wolnego koła upraszcza technicznie realizację funkcji włączania. Wolne koło jest używane jako hamulec działający tylko w jednym kierunku. Składa się ono z pierścienia zewnętrznego, pierścienia wewnętrznego i rolek albo ze specjalnych elementów blokujących.

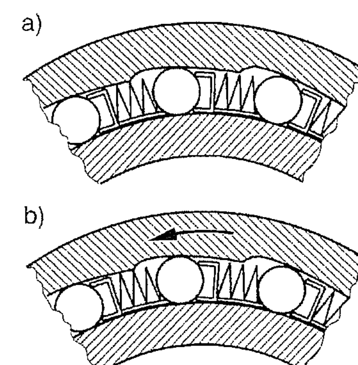
Przykłady rozwiązań

Wolne koło bez sprężyn (rys. 13.11)

Specjalny kształt uzębienia pierścienia wewnętrznego umożliwia obrót tylko w jednym kierunku. Kiedy pierścień wewnętrzny zaczyna się obracać w kierunku blokowania (strzałka), wtedy rolki ustawiają się w zwężającej się części szczeliny, zakleszczają się oraz uniemożliwiają wzajemne przemieszczanie się pierścieni zewnętrznego i wewnętrznego.



Rys. 13.11
Wolne koło rolkowe bez sprężyn
a) kierunek swobodnego obrotu,
b) kierunek blokowania



Rys. 13.12
Wolne koło rolkowe ze sprężynami
a) kierunek swobodnego obrotu,
b) kierunek blokowania

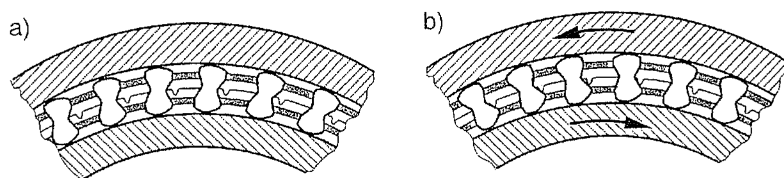
Wolne koło ze sprężynami (rys. 13.12)

Sprężyny wciskają rolki w szczelinę blokującą. Kształt nacięć pierścienia zewnętrznego i siła nacisku sprężyn są tak dobrane, że pierścienie zewnętrzny i wewnętrzny mogą

się bez przeszkód obracać w kierunku swobodnego obrotu. Obrót pierścienia w kierunku blokowania powoduje zakleszczenie się rolek między pierścieniami zewnętrznym i wewnętrznym wolnego koła.

Wolne koło z elementami blokującymi (rys. 13.13)

Między pierścieniami zewnętrznym i wewnętrznym zamiast kulek są umieszczone niesymetryczne elementy blokujące. Obrót w kierunku blokowania powoduje zakleszczanie się elementów między obydwoma pierścieniami i blokadę wolnego koła.



Rys. 13.13
Wolne koło z elementami blokującymi
a) kierunek swobodnego obrotu, b) kierunek blokowania

13.5. Przekładnia planetarna

13.5.1. Wiadomości ogólne

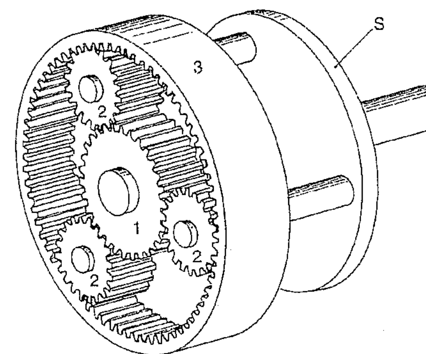
We współczesnych cztero- albo pięciobiegowych automatycznych skrzynkach biegów stosuje się przekładnie planetarne, które charakteryzują się:

- zwartą budową (okrągłym kształtem),
- dużymi wartościami przełożeń,
- rozdziałem momentu i mocy na wiele satelitów oraz między kilka przekładni planetarnych, dzięki czemu uzyskuje się:
  - mniejsze obciążenia międzyzębne,
  - mniejsze gabaryty,
  - mniejsze masy bezwładne,
  - cichą pracę.

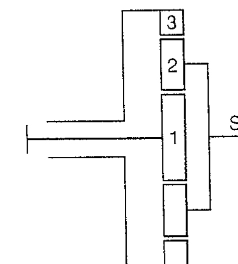
Wadą przekładni planetarnych w stosunku do przekładni zębatych o osiach stałych są większe koszty produkcji.

13.5.2. Prosta przekładnia planetarna

Nazwa „przekładnia planetarna" albo inaczej przekładnia o osiach obiegających, w której przy zahamowanym kole słonecznym albo kole pierścieniowym jarzmo satelitów jest w ruchu, a ułożyskowane w nim satelity obracają się wokół własnych osi (rys. 13.14), wywodzi się ze skojarzenia z ruchem obrotowym planet wokół Słońca.



Rys. 13.14
Elementy składowe przekładni planetarnej
1 – koło słoneczne, 2 – satelity, 3 – koło pierścieniowe, S – jarzmo satelitów



Rys. 13.15
Koło słoneczne, jarzmo i koło pierścieniowe osadzone na wałkach

Jeżeli każdy z poniższych elementów składowych przekładni planetarnej, takich jak:

- koło słoneczne,
- jarzmo i
- koło pierścieniowe

zostanie osadzony na wałku (rys. 13.15) oraz dodatkowo połączony ze sprzęgłem albo hamulcem, to uzyska się możliwość kilku przełożeń (tabl. 13.1).

Tablica 13.1
Możliwe przełożenia prostej przekładni planetarnej

Wariant	Napęd	Odbiór napędu	Hamowanie	Przełożenie $i = \frac{n_{nap.}}{n_{odb.}}$	Uwagi
1	1 (koło słoneczne)	3 (koło pierścieniowe)	S (jarzmo)	$i = i_o$	odwrócenie kierunku obrotów i redukcja
2	3 (koło pierścieniowe)	1 (koło słoneczne)	S (jarzmo)	$i = \frac{1}{i_o}$	odwrócenie kierunku obrotów i przyspieszanie
3	1 (koło słoneczne)	S (jarzmo)	3 (koło pierścieniowe)	$i = 1 - i_o$	redukcja obrotów
4	S (jarzmo)	1 (koło słoneczne)	3 (koło pierścieniowe)	$i = \frac{1}{1 - i_o}$	przyspieszanie obrotów
5	3 (koło pierścieniowe)	S (jarzmo)	1 (koło słoneczne)	$i = \frac{i_o - 1}{i_o}$	redukcja obrotów
6	S (jarzmo)	3 (koło pierścieniowe)	1 (koło słoneczne)	$i = \frac{i_o}{i_o - 1}$	przyspieszanie obrotów
7	Obieg zblokowany zespołu satelitów			$i = 1:1$	bez zmiany prędkości obrotowej

Przykład

$z_1 = 31$

$z_3 = -93$

Wyjaśnienie

Liczbę zębów koła pierścieniowego oznacza się jako ujemną, gdyż jest to uzębienie wewnętrzne.

$$i_o = \frac{z_3}{z_1} = \frac{-93}{31} = -3$$

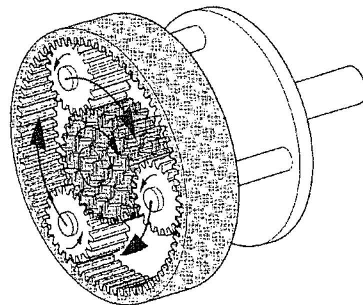
Ujemna wartość przełożenia oznacza odwrócenie kierunku obrotów.

Obieg zblokowany (wariant 7 w tabl. 13.1) osiąga się poprzez sprzęgnięcie napędzanego elementu przekładni planetarnej z drugim elementem. Trzeci element jest wtedy zmuszony do współobrotu z taką samą prędkością obrotową. W praktycznym zastosowaniu w samochodach element napędzany jest z góry określony. Oznacza to, że liczba wariantów przełożeń zostaje ograniczona z siedmiu do trzech.

Przykład

Wariant 3 (rys. 13.16)
Przełożenie redukujące.
Koło słoneczne napędzane.
Koło pierścieniowe zahamowane.
Napęd poprzez jarzmo.
Przełożenie:

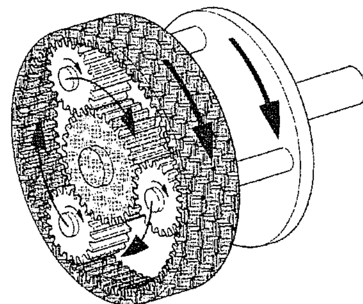
$$i = 1 - i_o\ (i_o = -3)\ ,\ i = 4$$



Rys. 13.16
Wariant 3

Wariant 5 (rys. 13.17)
Przełożenie redukujące.
Koło pierścieniowe napędzane.
Koło słoneczne zahamowane.
Napęd poprzez jarzmo.
Przełożenie:

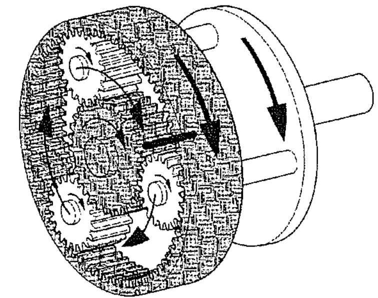
$$i = \frac{i_o - 1}{i_o} = \frac{-3 - 1}{-3} = 1{,}333$$



Rys. 13.17
Wariant 5

Wariant 7 (rys. 13.18)
Obieg zblokowany.
Koło pierścieniowe napędzane i sprzężone z kołem słonecznym.
Jarzmo obraca się z taką samą prędkością obrotową, jak poprzednio wymienione elementy.

$$i = 1 : 1$$



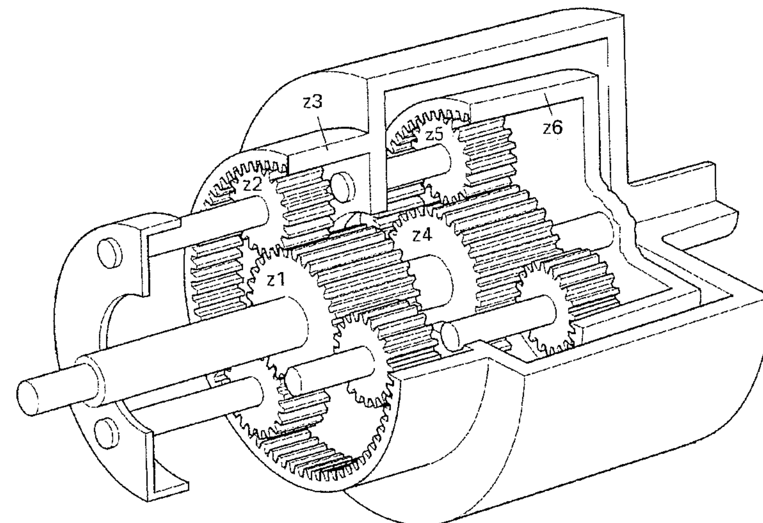
Rys. 13.18
Wariant 7

Położenie neutralne

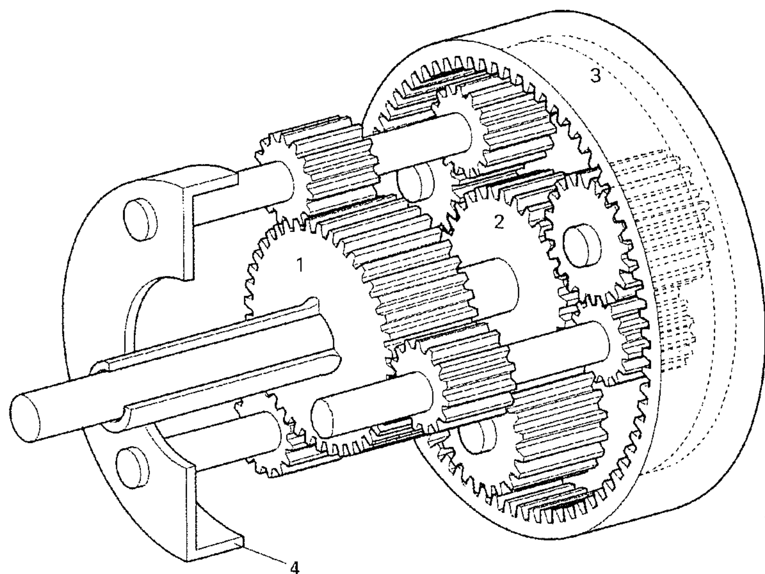
Poszczególne koła są napędzane. Wszystkie pozostałe elementy mogą się obracać swobodnie, to znaczy nie są ani sprzęgnięte, ani hamowane.

13.5.3. Szeregi planetarne

Jeżeli proste przekładnie planetarne zostaną ze sobą połączone konstrukcyjne, to taki zespół jest nazywany szeregiem planetarnym (np. szeregiem Simpsona – rys.13.19). Poprzez różne sposoby wzajemnych połączeń poszczególnych elementów przekładni uzyskuje się wiele teoretycznych możliwości przełożeń.



Rys. 13.19
Szereg planetarny Simpsona



Rys. 13.20
Szereg planetarny Ravigneaux

Jeśli budowa szeregu planetarnego zostaje uproszczona dzięki:
- połączeniu jarzm,
- zastosowaniu tej samej wielkości kół zębatych,
- lub takich samych satelitów,

to taki szereg jest nazywany zredukowaną przekładnią planetarną (np. szereg planetarny Ravigneaux – rys. 13.20).

Szereg planetarny Simpsona

Cechą charakterystyczną szeregu planetarnego Simpsona jest zastosowanie technologicznie prostych uzębień. Szereg ten ma dwa wzajemnie połączone zespoły satelitów z takimi samymi kołami słonecznymi ($z_1 = z_4$), takimi samymi satelitami ($z_2 = z_5$) i takimi samymi kołami pierścieniowymi ($z_3 = z_6$). W celu uproszczenia budowy, koła słoneczne mają zwiększoną szerokość, umożliwiającą współpracę z obydwoma zespołami satelitów.

Szereg planetarny Ravigneaux

W wielobiegowych przekładniach planetarnych dość często stosuje się szereg planetarny Ravigneaux. Taka zredukowana przekładnia planetarna składa się z kół słonecznych (1 i 2), jednego koła pierścieniowego (3) oraz wspólnego jarzma dla obu zestawów satelitów.

13.5.4. Przełączanie przekładni planetarnej

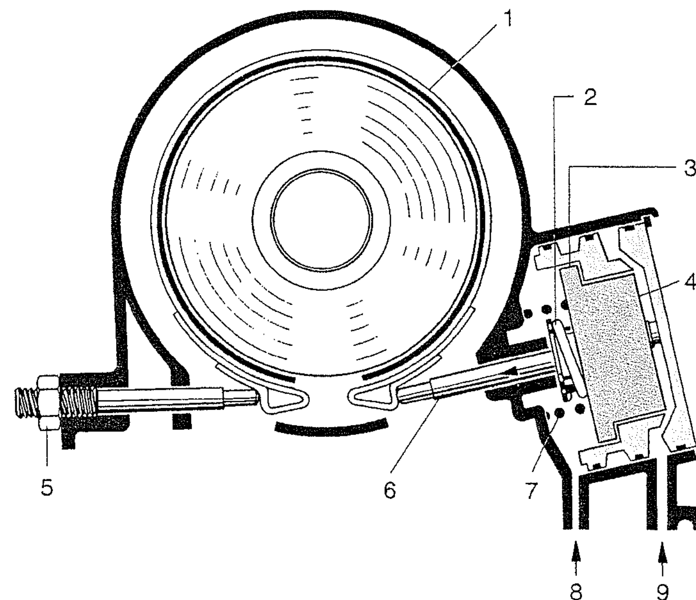
Jedne z elementów przekładni są zatrzymywane, inne są sprzęgane (obracają się wspólnie) z wałkiem turbiny przekładni hydrokinetycznej (będącej także wałkiem napędowym mechanicznej przekładni planetarnej).

Zatrzymywanie następuje za pomocą *hamulców*, a przenoszenie mocy poprzez włączanie *sprzęgieł wielotarczowych* (*wielopłytkowych*).

Hamulce i sprzęgła wielotarczowe w automatycznej skrzynce biegów są elementami zmiany przełożeń. Ich uruchamianie następuje zawsze pod działaniem *ciśnienia hydraulicznego*.

Hamulce

Poprzez *włączanie* hamulców w celu przełączania przekładni są zatrzymywane (unieruchamiane) koła słoneczne, jarzma albo koła pierścieniowe. *Wyłączanie* (*zwalnianie*) hamulców powoduje ponowne obracanie się tych elementów.



Rys. 13.21
Włączany hydraulicznie hamulec taśmowy automatycznej skrzynki biegów w samochodach Audi i VW. Na 2. biegu na mały tłok działa olej pod ciśnieniem. Poprzez popychacz siła parcia jest przenoszona na uchwyty taśmy hamującej. Dzięki temu wspólne koło słoneczne szeregu planetarnego jest unieruchomione. Sprężyna amortyzująca zapewnia płynne włączanie hamulca. W celu zwolnienia hamulca na 3. biegu olej pod ciśnieniem jest kierowany od strony wewnętrznej na duży tłok. Siła ciśnienia oleju plus siła sprężyny powrotnej działające na tłok powodują odsunięcie taśmy i zwolnienie hamulca

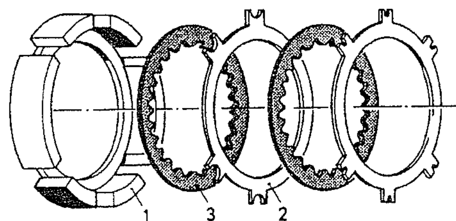
1 – taśma hamująca, 2 – sprężyna amortyzująca, 3 – duży tłok, 4 – mały tłok, 5 – regulacja taśmy hamującej, 6 – popychacz, 7 – sprężyna powrotna, 8 – wlot oleju pod ciśnieniem przy zwalnianiu hamulca, 9 – wlot oleju pod ciśnieniem przy zaciąganiu hamulca

W przekładniach planetarnych stosuje się hamulce taśmowe albo wielotarczowe.

Hamulce taśmowe. Funkcję hamowania spełnia taśma owinięta wokół bębna, wyłożona materiałem ciernym po wewnętrznej stronie stykającej się z bębnem.

Taśma hamująca może być owinięta na bębnie jeden raz albo dwa razy. Taśma nawinięta dwa razy umożliwia uzyskanie dwukrotnego zwiększenia siły hamowania po włączeniu hamulca, w stosunku do taśmy nawiniętej jeden raz na bęben. Hamulec taśmowy (B_2) w automatycznej skrzynce biegów firmy Opel ma taśmę hamującą nawiniętą dwukrotnie. Na rysunku 13.21 pokazano hamulec taśmowy z jednokrotnie nawiniętą taśmą.

Hamulce wielotarczowe. We współczesnych automatycznych skrzynkach biegów są stosowane przeważnie hamulce wielotarczowe. Na rysunku 13.22 pokazano elementy takiego hamulca. W stalowym jarzmie (1) są umieszczone (bez możliwości obrotu, ale z możliwością przesuwu) stalowe pierścienie o uzębieniu zewnętrznym (2). Pierścienie cierne (3) o uzębieniu wewnętrznym są pośrednio połączone z przekładnią planetarną. Stalowe jarzmo jest na stałe połączone z obudową skrzynki biegów (firmy ZF i Opel określają hamulec wielotarczowy jako „stojące sprzęgło"). W stosunku do hamulców taśmowych, hamulce wielotarczowe przenoszą większe momenty obrotowe i włączone w układ przeniesienia napędu mogą być sterowane z dużą precyzją.



Rys. 13.22
Elementy hamulca wielotarczowego
1 – jarzmo, 2 – pierścienie o uzębieniu zewnętrznym, 3 – pierścienie cierne

Sprzęgła służą do:

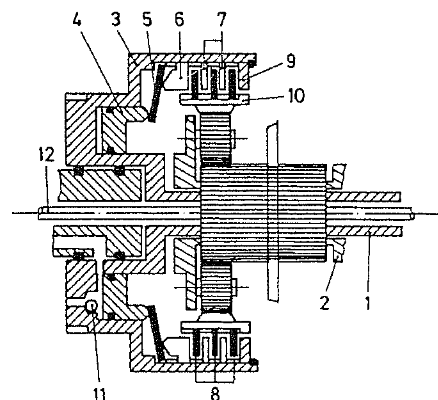
- połączenia wałka turbiny (wałka napędowego przekładni) z określonymi elementami przekładni planetarnej albo do rozłączania takiego połączenia,
- przenoszenia mocy z jednego elementu na inny element szeregu planetarnego.

Sprzęgło przenoszące moc (moment) określa się jako *włączone*. W odniesieniu do sprzęgła, które przestało przenosić moc (moment) mówi się, że zostało *wyłączone*.

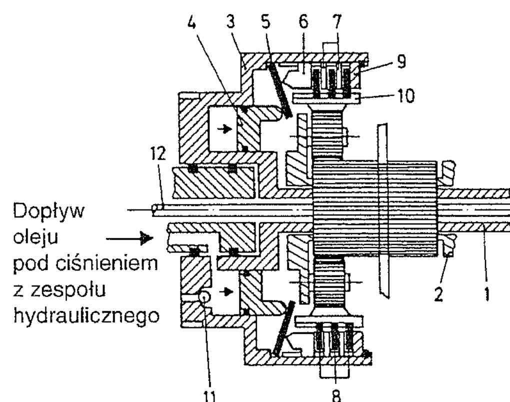
Sprzęgło wielotarczowe (*wielopłytkowe*) składa się, podobnie jak hamulec wielotarczowy (rys. 13.22), z pierścieni stalowych z uzębieniem na obwodzie oraz pierścieni ciernych o wewnętrznym uzębieniu.

Na rysunkach 13.23 i 13.24 przedstawiono schemat sprzęgła biegów do jazdy w przód z automatycznej skrzynki biegów samochodu Audi.

Sprzęgło biegów do jazdy w przód to sprzęgło włączone przy biegach 1., 2. oraz 3. (w położeniu neutralnym – bieg jałowy silnika – oraz przy biegu wstecznym sprzęgło jest wyłączone).



Rys. 13.23
Sprzęgło biegów do jazdy w przód automatycznej skrzynki biegów w samochodach Audi i VW. Sprężyna talerzowa (5) odsunęła tłok (4). Przez zawór kulowy (11) wypłynął olej i nastąpił spadek ciśnienia. Sprzęgło zostało wyłączone. Jest to położenie neutralne (biegu jałowego, biegu wstecznego)



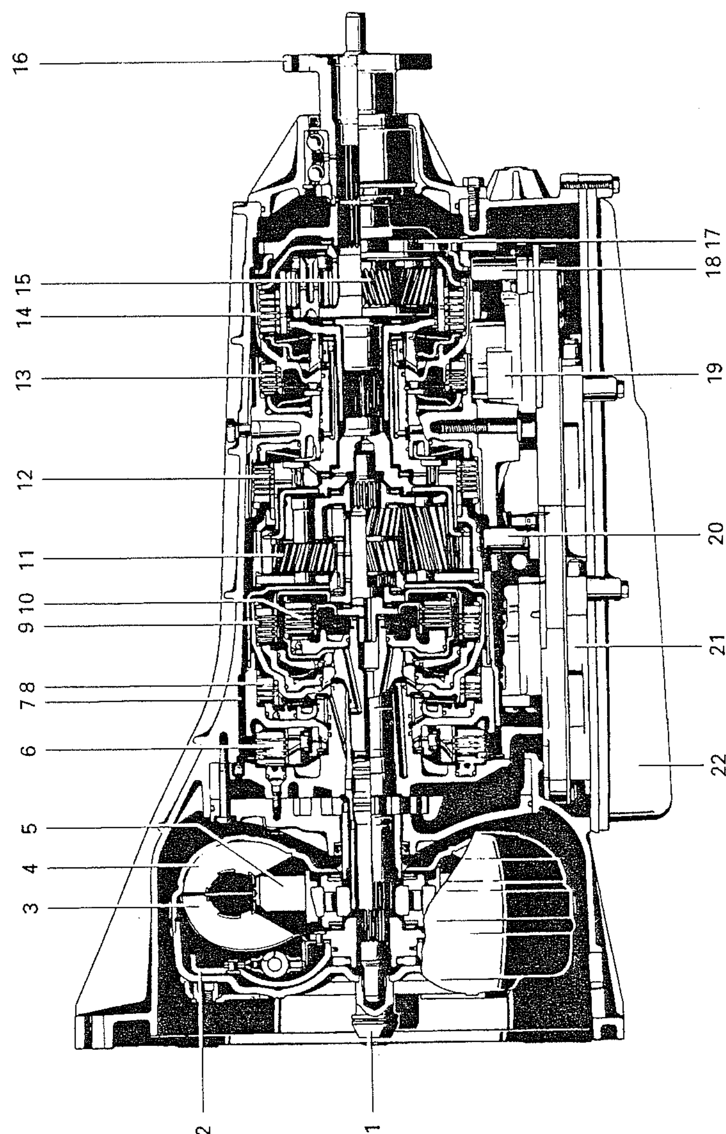
Rys. 13.24
Włączone sprzęgło do jazdy w przód. Na wszystkich biegach do jazdy w przód moment obrotowy wałka turbiny (1) jest przenoszony poprzez obudowę sprzęgła (3) i zespół tarcz (7 i 8) na koło pierścieniowe (10) szeregu planetarnego do jazdy w przód. Ciśnienie oleju powoduje nacisk tłoka (4) na sprężynę talerzową (5), działającą jako dźwignia. Przekazuje ona siłę wzmocnioną 2,2 raza poprzez tarczę dociskową (6) na zestaw tarcz. Dzięki temu tarcze wewnętrzne (8) są zabierane przez tarcze zewnętrzne (7). Ciśnienie oleju powoduje szczelny docisk zaworu kulowego (11) do jego gniazda

W skład układu *automatycznego przełączania* wchodzą wszystkie elementy hydrauliczne sterowania sprzęgła i hamulców. Do szybkiego włączania i zwalniania hamulców bębnowych służą zespoły tłok – cylinder pokazane na rysunku 13.21.

Tłoki włączające hamulce i sprzęgła wielotarczowe mają kształt pierścieni (rys. 13.23 i 13.24). Zwalnianie hamulca albo wyłączanie sprzęgła następuje dzięki sprężynom talerzowym, tarczowym albo zespołom sprężyn śrubowych rozmieszczonych obwodowo.

13.6. Budowa i przepływ mocy skrzynki biegów 5HP18 firmy ZF

Po omówieniu podstawowych elementów automatycznej skrzynki biegów wykorzystującej przekładnie planetarne, przedstawiona zostanie skrzynka biegów 5HP18 firmy ZF, stosowana we współczesnych samochodach z klasycznym układem napędowym, z silnikiem o mocy do 150 kW (rys. 13.25).



Rys. 13.25
Automatyczna skrzynka biegów 5HP18 firmy ZF
1 – napęd, 2 – sprzęgło blokujące przekładni hydrokinetycznej, 3 – turbina, 4 – pompa, 5 – kierownica, 6 – hamulec wielotarczowy C1, 7 – taśma hamująca C2, 8 – sprzęgło wielotarczowe B, 9 – sprzęgło wielotarczowe A, 10 – sprzęgło wielotarczowe E, 11 – szereg planetarny Ravigneaux, 12 – hamulec wielotarczowy D, 13 – hamulec wielotarczowy G, 14 – sprzęgło wielotarczowe F, 15 – prosta przekładnia planetarna, 16 – kołnierz, 17 – blokada parkowania, 18 – czujnik prędkości obrotowej na wyjściu, 19 – uchwyt zaworów elektromagnetycznych, 20 – czujnik prędkości obrotowej wirnika turbiny, 21 – hydrauliczny zespół sterowania, 22 – miska olejowa

Moc silnika jest przenoszona na skrzynkę biegów poprzez przekładnię hydrokinetyczną (typu Trilok) z wbudowanym sprzęgłem blokującym. Szereg planetarny Ravigneaux sprzęgnięty w szereg z prostą przekładnią planetarną (rys. 13.26) umożliwia uzyskanie pięciu biegów do jazdy w przód i biegu wstecznego o przełożeniach podanych w tablicy 13.2.

W celu wyeliminowania występującego w przekładniach hydrokinetycznych poślizgu, a tym samym uzyskania większej sprawności, w skrzynce biegów 5HP18 zastosowano sprzęgło blokujące, umieszczone w obudowie przekładni hydrokinetycznej.

Sprzęgło blokujące jest włączane na 4. i 5. biegu zaworem elektromagnetycznym. Włączenie sprzęgła zależy od:

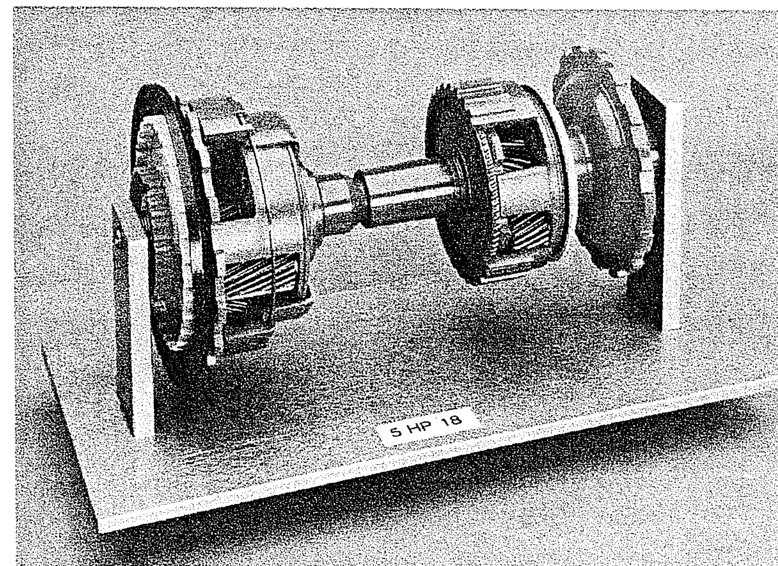
- sygnału obciążenia,
- wyjściowej prędkości obrotowej skrzynki biegów,
- wybranego i włączonego biegu.

Biegi mogą być włączane przy napędzie normalnym i odwrotnym.

W skrzynce 5HP18 do zmiany biegów zastosowano dwa wolne koła, cztery sprzęgła (A, B, E, F) oraz cztery hamulce (C1, C2, D, G). Zmiany biegów 1–2/2–1 i 3–4/4–3 są realizowane za pomocą wolnych kół. Nie następuje przy tym jednoczesne (nakładają-

Tablica 13.2
Przełożenia biegów do jazdy w przód i biegu wstecznego

Bieg	1	2	3	4	5	Bieg wsteczny
Przełożenie	3,665	1,999	1,407	1,000	0,742	4,095



Rys. 13.26
Szereg planetarny

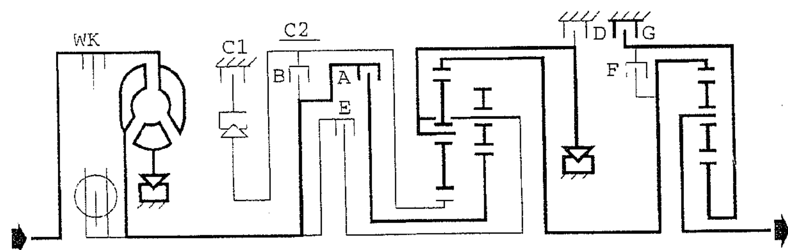
ce się) uruchamianie dwóch sprzęgieł albo hamulców. Natomiast zmiany biegów 2–3/ /3–2 i 4–5/5–4 są realizowane z jednoczesnym aktywowaniem hydraulicznych sprzęgieł i hamulców za pomocą elektroniczno-hydraulicznych elementów sterowania.

Sterowanie tego rodzaju umożliwia jednoczesne napełnianie olejem jednego sprzęgła i opróżnianie innego sprzęgła bez przerwy w przenoszeniu momentu obrotowego i bez nadmiernego przeciążania elementów układu sterowania.

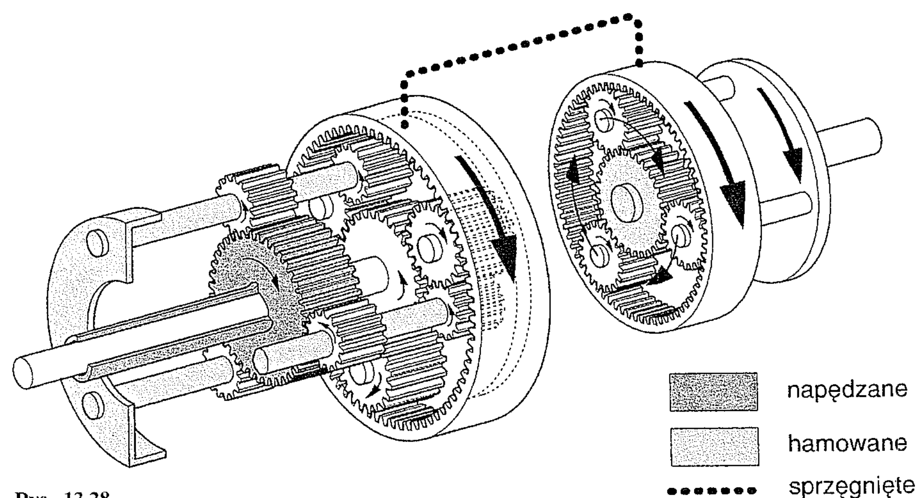
Przepływ mocy na 1. biegu (rys. 13.27)

Moc jest przenoszona hydraulicznie poprzez przekładnię hydrokinetyczną przy włączonym sprzęgle A w szeregu planetarnym Ravigneux. Wolne koło pod hamulcem D blokuje jarzmo szeregu Ravigneux w kierunku obrotów w lewo.

Duże koło słoneczne napędza satelity, które obracając się wraz z satelitami małego koła słonecznego napędzają małe koło pierścieniowe. Z koła pierścieniowego szeregu Ravigneaux moc jest przekazywana wałkiem jarzma na jarzmo koła pierścieniowego



Rys. 13.27
Schemat przepływu mocy na 1. biegu
(dla uproszczenia pokazano tylko górną część skrzynki biegów)

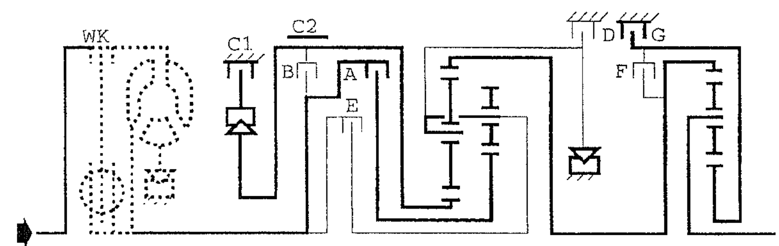


Rys. 13.28
1. bieg

i koło pierścieniowe prostej przekładni planetarnej połączonej w szereg. Włączone sprzęgło wielotarczowe G utrzymuje w miejscu koło słoneczne, dzięki czemu jest napędzane jarzmo połączone z wałkiem głównym. Oznacza to, że obroty jarzma są równe obrotom wyjściowym. Przy napędzie odwrotnym (hamowanie silnikiem) jest dodatkowo włączone sprzęgło D (rys. 13.28).

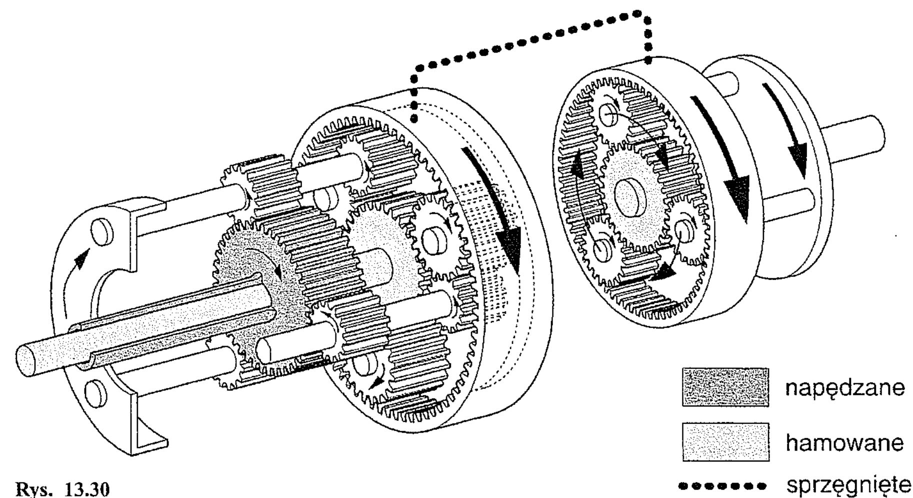
Przepływ mocy na 2. biegu (rys. 13.29)

Tak jak na biegu 1., duże koło słoneczne szeregu Ravigneaux jest napędzane wałkiem poprzez sprzęgło A. Małe koło słoneczne jest utrzymywane w miejscu przez hamulec wielotarczowy C1 i hamulec taśmowy C2.



Rys. 13.29
Schemat przepływu mocy na 2. biegu

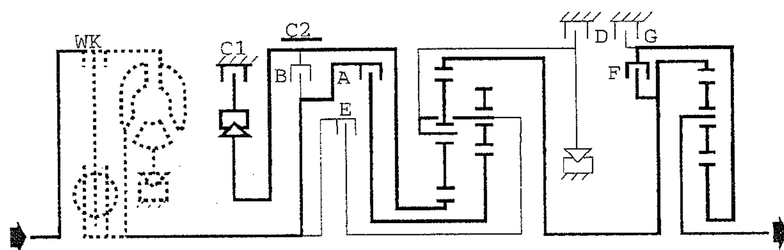
Wolne koło umieszczone pod hamulcem C1 jest w położeniu zablokowanym. Satelity dużego koła słonecznego napędzają satelity małego koła słonecznego, które krążą po stojącym nieruchomo małym kole słonecznym, napędzając jednocześnie koło pierścieniowe. Dalsze przenoszenie mocy odbywa się tak, jak na biegu 1. (rys. 13.30).



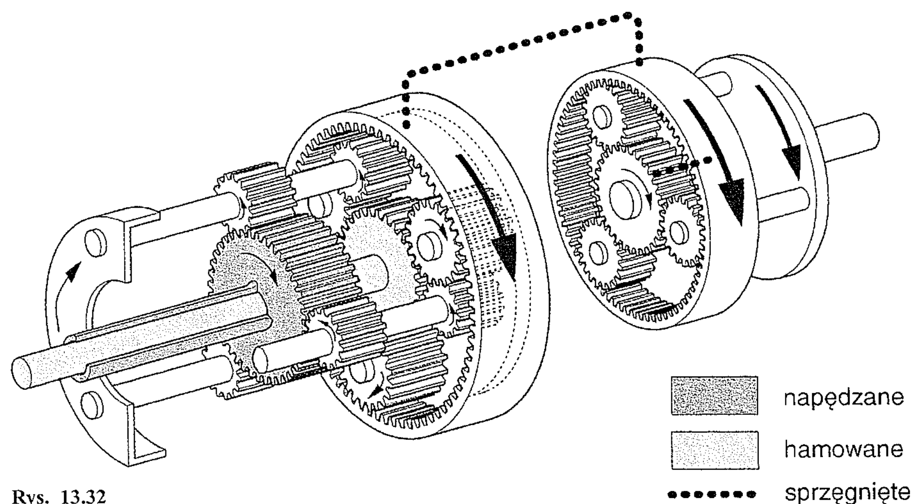
Rys. 13.30
2. bieg

Przepływ mocy na 3. biegu (rys. 13.31)

Przepływ mocy ma miejsce aż do przejścia z koła pierścieniowego szeregu Ravigneaux do włączonej w szereg prostej przekładni planetarnej tak, jak na biegu 2. Dzięki włączeniu sprzęgła F koło pierścieniowe i koło słoneczne są sprzęgnięte, tzn. prosta przekładnia planetarna obraca się jako całość (rys. 13.32).



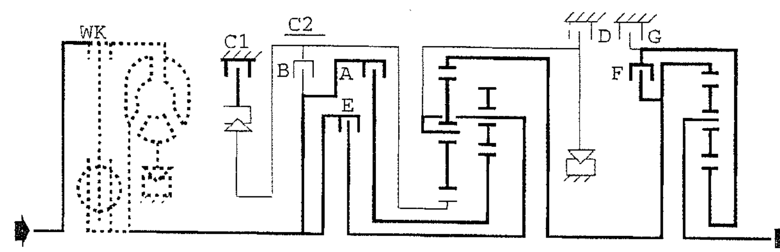
Rys. 13.31
Schemat przepływu mocy na 3. biegu



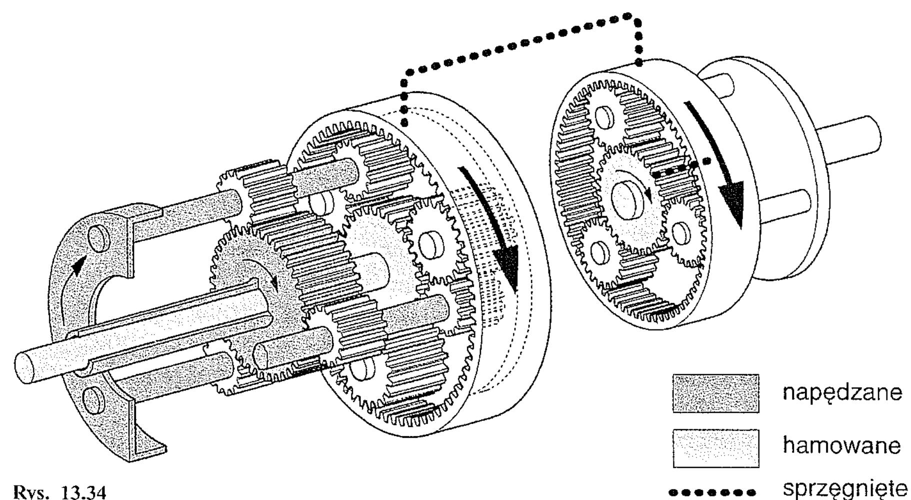
Rys. 13.32
3. bieg

Przepływ mocy na 4. biegu (rys. 13.33)

Sprzęgła A i E są włączone, tzn. duże koło słoneczne i jarzmo prostej przekładni planetarnej obracają się z prędkością równą prędkości obrotowej silnika. Dzięki takiemu sprzęgnięciu jarzma i dużego koła słonecznego przedni zestaw satelitów obraca się razem. Tak jak na biegu 3. włączenie sprzęgła F powoduje, że drugi zestaw satelitów także obraca się jako całość (rys. 13.34).



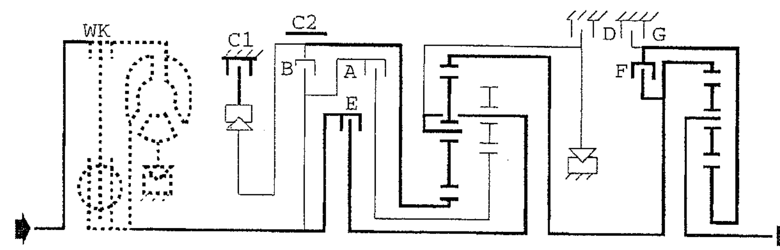
Rys. 13.33
Schemat przepływu mocy na 4. biegu



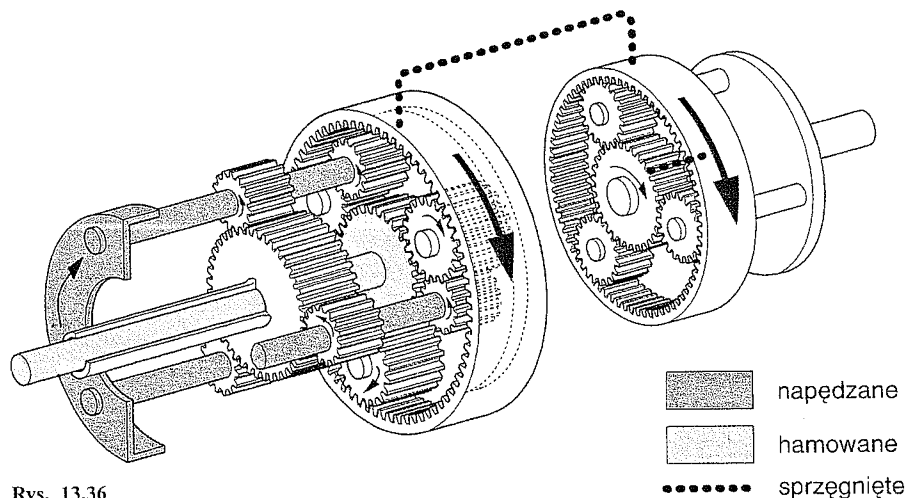
Rys. 13.34
4. bieg

Przepływ mocy na 5. biegu (rys. 13.35)

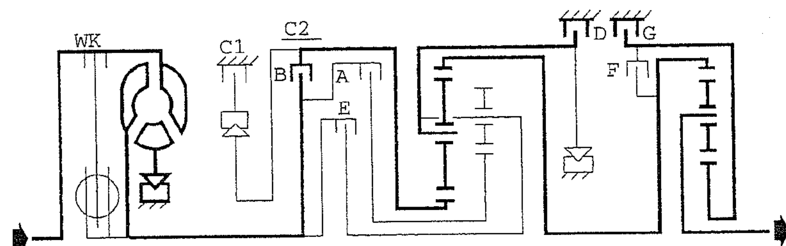
Włączenie sprzęgła E na 5.biegu powoduje napędzanie jarzma pierwszej przekładni (Ravigneaux). Ponieważ w tym położeniu małe koło słoneczne jest zatrzymane przez hamulec C2, satelity obiegają koło słoneczne, napędzając przy tym poprzez koło pier-



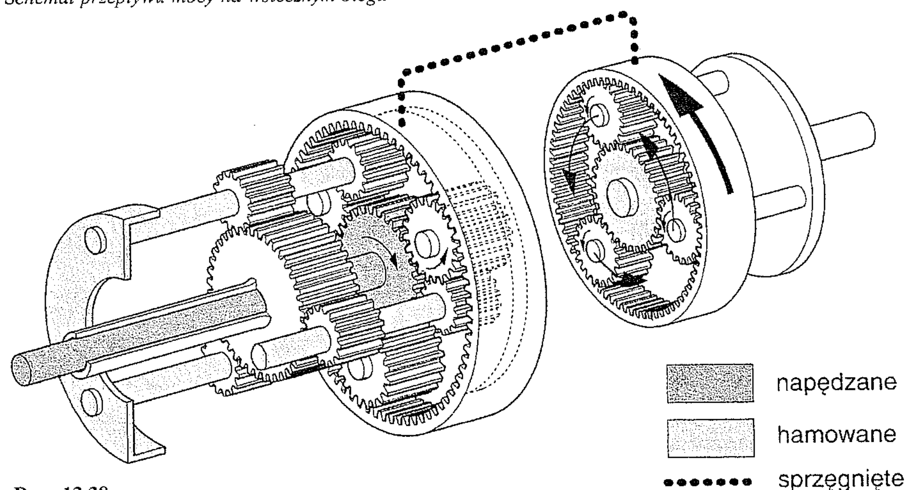
Rys. 13.35
Schemat przepływu mocy na 5. biegu



Rys. 13.36
5. bieg



Rys. 13.37
Schemat przepływu mocy na wstecznym biegu



Rys. 13.38
Bieg wsteczny

ścieniowe satelity drugiej przekładni planetarnej, które, podobnie jak na biegach 3. i 4., obracają się jako całość (rys. 13.36).

Przepływ mocy na biegu wstecznym (rys. 13.37)

Na biegu wstecznym moc jest przenoszona hydraulicznie przez wałek główny i włączone sprzęgło B na małym kole słonecznym.

Dzięki zatrzymaniu jarzma za pomocą hamulca D, osiągnięto poprzez satelity odwrócenie kierunku obrotów między małym kołem słonecznym a kołem pierścieniowym.

W drugiej przekładni planetarnej przeniesienie mocy odbywa się tak, jak na biegu 1. (rys. 13.38).

13.7. Zespół hydrauliczny

13.7.1. Wiadomości ogólne

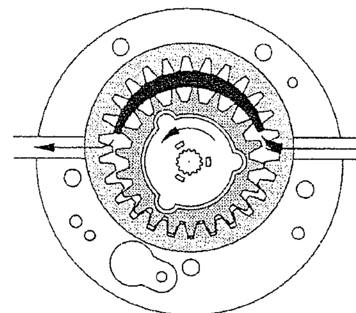
Zespół hydrauliczny jest niewątpliwie najbardziej skomplikowaną częścią składową każdej automatycznej skrzynki biegów. Ze względu na zwięzłość wykładu opisano jedynie budowę i podstawowe funkcje tego zespołu.

Pompa oleju (rys. 13.39)

Pompa oleju jest wykonana jako mimośrodowa pompa zębata o zazębieniu wewnętrznym z sierpową wkładką i połączona z wałem korbowym silnika. Tłoczony przez pompę olej przekładniowy ATF (**A**utomatic **T**ransmission **F**luid) spełnia w automatycznej skrzynce biegów następujące funkcje:

- jest cieczą roboczą i chłodzącą dla przekładni hydrokinetycznej,
- umożliwia wytwarzanie ciśnienia hydraulicznego, koniecznego do włączania sprzęgła blokującego w przekładni hydrokinetycznej,
- smaruje koła zębate przekładni planetarnych,
- umożliwia wytwarzanie ciśnienia koniecznego do wciskania tłoków roboczych w sprzęgłach i hamulcach wielotarczowych oraz hamulcach taśmowych,
- jest cieczą roboczą w zespole hydraulicznego sterowania skrzynki biegów.

Pompa oleju, podobnie jak pompa oleju w silniku, jest wyposażona w zawór nadciśnieniowy.



Rys. 13.39
Mimośrodowa zębata pompa oleju automatycznej skrzynki biegów. Jej zaletą jest płaska budowa oraz możliwość przeprowadzenia wałka napędowego przekładni planetarnej (wałek turbiny) przez wewnętrzne, czołowe koło zębate. Dzięki temu można umieścić pompę bezpośrednio za przekładnią hydrokinetyczną

13.7.2. Hydrauliczne sterowanie skrzynki biegów

Podczas normalnej jazdy sterowanie ma zagwarantować każdorazową zmianę biegów w odpowiedniej chwili. Osiąga się to za pomocą dwóch podstawowych elementów układu sterowania:

- **regulatora odśrodkowego**, obracającego się z taką samą prędkością obrotową, jak koła napędowe samochodu, który reguluje przełączanie biegów w zależności od *prędkości jazdy*;
- **modulatora**, sterującego przełączaniem biegów w zależności od obciążenia silnika (chwilowe ustawienie przepustnicy i wartość ciśnienia w kolektorze dolotowym).

Punktami włączania wyższych biegów są wartości prędkości samochodu, przy których skrzynka biegów przełącza bieg na najbliższy wyższy. *Punktami redukcji biegów* są prędkości jazdy, przy których skrzynka biegów przełącza bieg na kolejny niższy.

Ponieważ wartości ciśnienia regulatora, będące funkcją prędkości samochodu oraz zależne od obciążenia silnika ciśnienie modulatora oddziałują na zawory sterujące poszczególnych biegów umieszczone w zespole hydraulicznym, zmiana biegów następuje wtedy, kiedy wartość pierwszego z tych ciśnień przewyższa wartość drugiego ciśnienia.

Przykład

Samochód stoi. Wartość ciśnienia regulatora jest równa zero. Kiedy w chwili ruszania zostanie lekko wciśnięty pedał przyspieszenia (niewielkie uchylenie przepustnicy), wtedy na odpowiedni zawór sterujący zmianą biegów zacznie oddziaływać niewielkie ciśnienie modulatora. Do zmiany biegu wystarczy stosunkowo mała wartość ciśnienia regulatora (czyli niewielka prędkość jazdy), które przewyższy ciśnienie modulatora. Włączanie wyższych biegów następuje dość szybko. Jeżeli chce się szybko przyspieszyć (pełne otwarcie przepustnicy, podciśnienie w kolektorze dolotowym bliskie zera), na zawór sterujący zmianą biegu zadziała maksymalne ciśnienie modulatora. Samochód musi więc jechać zdecydowanie szybciej, żeby zostało osiągnięte ciśnienie regulatora, konieczne do zmiany biegu na wyższy. Skrzynka włącza wówczas znacznie później kolejny wyższy bieg.

Kierowca może mieć wpływ na punkty przełączania biegów poprzez:

- ustawienie dźwigni zmiany biegów (wybór zakresu pracy skrzynki),
- położenie pedału przyspieszenia (stopień uchylenia przepustnicy),
- wybór funkcji kick-down,
- przyciski programatora (w najnowszych skrzynkach biegów).

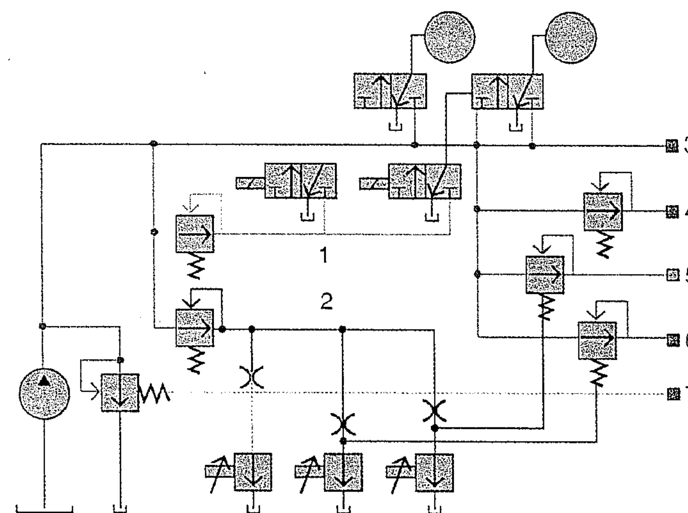
13.7.3. Funkcja kick-down

Funkcja kick-down umożliwia przełączanie biegu na wyższy przy większej, niż jest to stosowane w normalnym trybie, prędkości jazdy oraz redukowanie biegu znacznie wcześniej niż normalnie. Uruchamianie funkcji kick-down następuje przez chwilowe, całkowite wciśnięcie pedału przyspieszenia („pełny gaz"). Dzięki temu mechanicznie

(cięgłem Bowdena połączonym z suwakiem) albo elektrycznie (za pośrednictwem zestyku uruchamiającego zawór elektromagnetyczny) jest dodatkowo zwiększane ciśnienie modulatora (nazywane w tym przypadku ciśnieniem kick-down). Ciśnienie to przewyższa ciśnienie regulatora i steruje odpowiednimi zaworami w zespole hydraulicznym, zmieniając bieg na niższy.

13.7.4. Hydrauliczne urządzenie sterujące, zespół zaworów

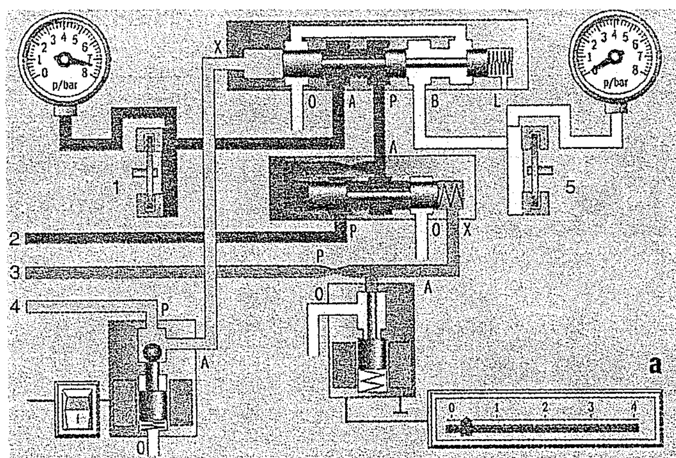
Regulacja i rozdział ciśnienia następuje w hydraulicznym urządzeniu sterującym zmiany biegów, które pełni funkcję centrali zawiadującej użyciem wszystkich sprzęgieł i hamulców w skrzynce biegów oraz sprzęgła blokującego w przekładni hydrokinetycznej. Kompletne urządzenie jest umieszczone pod przekładnią planetarną, w misce olejowej skrzynki biegów. Hydrauliczne urządzenie sterujące składa się z kilku bloków zaworów. Korpus każdego z nich jest wspólny dla wszystkich, znajdujących się na nim zaworów. W korpusie znajdują się kanały oleju zgodnie ze schematem hydraulicznym. Wartości ciśnienia oleju nie są jednolite w całym układzie hydraulicznym. Na rysunku 13.40 przedstawiono uproszczony schemat hydrauliczny. Największą wartość w całym układzie ma ciśnienie robocze (do 2,5 MPa). Wszystkie pozostałe wartości są wynikowe, a tym samym niższe. Ciśnienie robocze panujące na wyjściu z pompy oleju jest regulowane w wyniku kontrolowanego powrotu nadmiaru oleju przez zawór ograniczający ciśnienie.



Rys. 13.40
Uproszczony schemat hydrauliczny. Wszystkie wartości ciśnień są pochodnymi ciśnienia roboczego (do 2,5 MPa) (Źródło: MOT)
1 – ciśnienie na zaworze sterującym, 2 – ciśnienie na zaworze regulacyjnym, 3 – ciśnienie robocze, 4 – ciśnienie smarowania, 5 – ciśnienie sterujące, 6 – sprzęgło blokujące przekładni hydrokinetycznej, 7 – ciśnienie modulatora

Ciśnienie w układzie hydraulicznym jest regulowane przez regulator odśrodkowy i modulator, a w skrzynkach biegów regulowanych elektronicznie – przez urządzenie sterujące skrzynki. Olej pod ciśnieniem regulacji (regulator odśrodkowy) i modulacji (modulator ciśnienia) trafia odpowiednio do elektronicznie sterowanych elektrozaworów regulacyjnych i sterujących. Obydwie wartości ciśnień są mniejsze od ciśnienia roboczego i wynoszą około 0,3 ÷ 0,8 MPa. Zmiana biegu następuje, jeżeli zawór elektromagnetyczny zasili odpowiedni hydrauliczny zawór sterujący ciśnieniem sterowania o wartości ok. 0,6 ÷ 1,2 MPa. Po otwarciu zaworu olej pod ciśnieniem roboczym dociera do odpowiedniego sprzęgła albo hamulca i następuje zmiana biegu. W zależności od tego, jaki bieg ma być włączony, olej pod ciśnieniem roboczym jest kierowany do jednego albo kilku elementów wykonawczych.

Za pomocą zaworów sterujących mogą być sterowane duże przepływy oleju. Ciśnienie sterowania zaworów elektromagnetycznych umożliwia sterowanie znacznie większymi strumieniami oleju, które napełniają albo opróżniają elementy wykonawcze. Elektromagnetyczne zawory sterujące, stosowane w hydraulicznym urządzeniu sterującym automatycznych skrzynek biegów, są zaworami 3/2 (3 przyłącza, 2 położenia sterowania) i są aktywowane przez elektroniczne urządzenie sterujące (rys. 13.41). Zawory te, o gniazdach kulowych, mają wewnątrz uzwojenie elektromagnesu i rdzeń połączony z iglicą zaworu. W położeniu spoczynkowym zawór jest zamknięty siłą sprężyny dociskowej. Przyłożenie napięcia powoduje przepływ prądu przez uzwojenie elektromagnesu, pokonanie siły sprężyny i wciągnięcie rdzenia. Iglica zaworu unosi się i umożliwia przepływ oleju, zamykając jednocześnie jego odpływ. Ciśnienie oleju powstałe na zaworze elektromagnetycznym jest ciśnieniem sterowania dla zaworu hydraulicznego, sterującego zmianą biegu.



Rys. 13.41
Sterowanie hydrauliczne automatycznej skrzynki biegów (Źródło: MOT)
1 – element wykonawczy A, 2 – ciśnienie robocze, 3 – ciśnienie na zaworze regulacyjnym, 4 – ciśnienie na zaworze sterującym, 5 – element wykonawczy B

Na uproszczonym schemacie elektronicznie sterowanego układu zmiany biegów umieszczono tylko dwa elementy wykonawcze, A i B, napełniane przemiennie olejem o zmiennym ciśnieniu. W górnej części schematu jest widoczny zawór sterujący 4/2, pod nim zawór regulacyjny 3/2; po lewej, na dole, elektromagnetyczny zawór sterujący, a po prawej elektromagnetyczny zawór regulacyjny. Ciśnienie sterowania trafia z elektromagnetycznego zaworu regulacyjnego do zaworu regulacji ciśnienia, gdzie jest wzmacniane i w zaworze sterującym rozdzielane na obydwa elementy wykonawcze. Hydrauliczny zawór sterujący jest uruchamiany za pomocą zaworu elektromagnetycznego. Ustawione przez elektromagnetyczny zawór regulacyjny ciśnienie oddziałuje na wejście sterujące (*X*) zaworu regulacji ciśnienia. Ciśnienie sterowania trafia poprzez elektromagnetyczny zawór sterowania bezpośrednio na wejście (*X*) zaworu sterującego. Element wykonawczy *B* jest uruchamiany, gdy zawór sterujący jest w położeniu spoczynkowym, a człon wykonawczy *A* jest uruchamiany, gdy zawór sterujący przyjmuje położenie robocze. Aktywowanie zaworów sterujących powoduje nakładające się (jednoczesne) sterowanie elementów wykonawczych (sprzęgieł i hamulców). Dzięki temu przełączanie biegów jest płynne, gdyż sprzęgło jest już włączone, a hamulec jeszcze nie całkowicie zwolniony.

Sygnały elektryczne napływające do hydraulicznego urządzenia sterującego podczas jazdy umożliwiają włączenie biegu w odpowiedniej chwili. W razie uszkodzenia elektronicznego sterowania, skrzynka automatycznie przechodzi na awaryjny, mechaniczny tryb pracy, tzn. włączane są biegi wybrane przez kierowcę.

13.8. Położenia dźwigni wyboru biegów i programy zmiany biegów

Dźwignia wyboru biegów może być ustawiona w następujących położeniach:
P – parkowanie, położenie uruchamiania silnika,
R – bieg wsteczny,
N – położenie neutralne, położenie uruchamiania silnika,
D – Drive, skrzynka samoczynnie włącza wszystkie biegi do jazdy w przód,
3 – skrzynka działa samoczynnie tylko do 3. biegu,
2 – skrzynka działa samoczynnie tylko do 2. biegu,
1 – skrzynka pozostaje na 1. biegu.

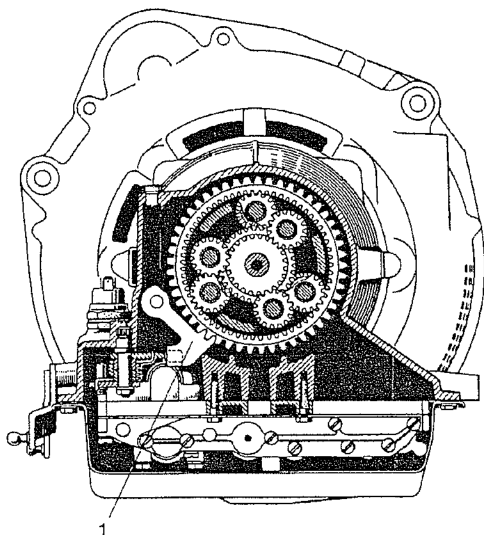
Ustawienia programatora (w skrzynce biegów sterowanej elektroniczno-hydraulicznie). W niektórych automatycznych skrzynkach biegów znajduje się programator z dwoma możliwymi ustawieniami:
E – jazda ekonomiczna (oszczędna),
S – jazda sportowa.

Przy jeździe sportowej punkty przełączeń biegów są przesunięte w górę. Oznacza to, że skrzynka włącza wyższe biegi i redukuje na niższe biegi przy większych prędkościach jazdy w stosunku do normalnego trybu pracy.

Spotykane jest ponadto tzw. położenie zimowe, które oznacza utrzymanie biegu, wybranego dźwignią (automatyczna skrzynka biegów nie włącza wtedy samoczynnie ani wyższego, ani niższego biegu).

13.9. Blokada parkowania

Funkcję blokowania parkowania spełnia urządzenie mechaniczne, zamontowane w automatycznej skrzynce biegów. Na wałku głównym skrzynki znajduje się koło blokady, na którego obwodzie są wyfrezowane rowki, w które, przy ustawieniu dźwigni wyboru biegów w pozycji P, wchodzi zapadka blokady. Dzięki temu samochód jest zabezpieczony przed przetoczeniem (rys. 13.42). Blokada parkowania może być włączona tylko przy stojącym samochodzie (patrz także punkt 13.13).



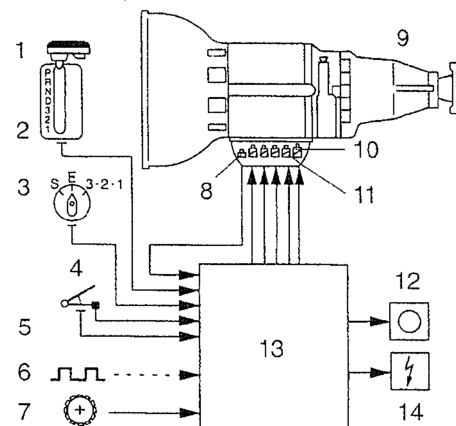
Rys. 13.42
Włączona blokada parkowania. Widać także koła zębate szeregu planetarnego Ravigneaux
1 – blokada parkowania

13.10. Sterowanie elektroniczno-hydrauliczne skrzynki biegów 4HP22EH firmy ZF

We współczesnych automatycznych skrzynkach biegów zamiast sterowania hydraulicznego jest stosowane sterowanie elektroniczno-hydrauliczne. Jego główną zaletą jest lepsze dopasowanie charakterystyk przełączania biegów. Dzięki zmniejszeniu wartości momentu obrotowego silnika w chwili przełączania biegów osiągnięto korzystniejsze warunki przełączania. Ponadto, za pomocą przycisków programatora, mogą być na życzenie wybrane trzy programy, dostosowane do zewnętrznych warunków jazdy (patrz także punkt 13.8).

Na rysunku 13.43 przedstawiono wielkości, mające wpływ na punkty przełączania, które są wytycznymi dla urządzenia sterującego.

W urządzeniu sterującym są zapisane charakterystyki przełączania biegów. Możliwa jest przy tym współpraca z urządzeniem sterującym Motronic silnika. Po przetworzeniu informacji przez urządzenie sterujące są aktywowane, właściwe dla aktualnie odpowiedniego biegu, zawory elektromagnetyczne w automatycznej skrzynce biegów.



Rys. 13.43
Schemat elektronicznego sterowania skrzynki biegów 4HP22EH firmy ZF
1 – dźwignia wyboru biegów, 2 – przełącznik pozycji, 3 – przełącznik programów, 4 – zestyk kick-down, 5 – czujnik kąta uchylenia przepustnicy, 6 – sygnał ti, 7 – sygnał prędkości obrotowej silnika, 8 – wyjściowa prędkość obrotowa, 9 – skrzynka biegów, 10 – regulator ciśnienia, 11 – zawory elektromagnetyczne, 12 – sygnalizator usterki, 13 – elektroniczne urządzenie sterujące, 14 – zmiana parametrów pracy silnika

Odnosi się to także do wyłączania i włączania sprzęgła blokującego w przekładni hydrokinetycznej. Stosownie do przenoszonego momentu obrotowego silnika, regulator ciśnienia w automatycznej skrzynce biegów kontroluje właściwy czas poślizgu sprzęgła i poprawia jakość przełączania biegów. Zmniejszenie momentu obrotowego silnika następuje za pomocą krótkotrwałego opóźnienia chwili zapłonu przez urządzenie sterujące Motronic.

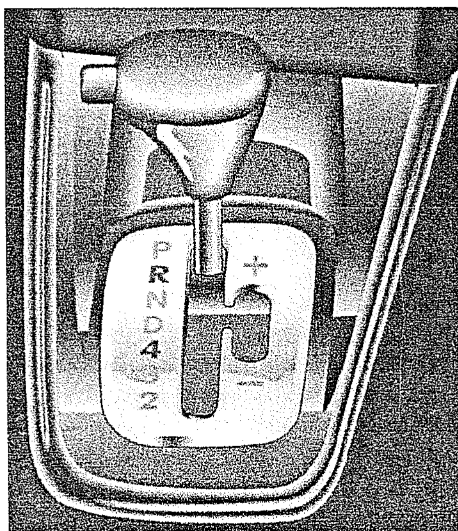
W razie usterki układu elektronicznego sterowania skrzynka przełącza się na 3. bieg i jest rozłączane (jeżeli okaże się to konieczne) sprzęgło blokujące w przekładni hydrokinetycznej. Użycie dźwigni zmiany biegów pozwala na mechaniczno-hydrauliczny wybór ustawień: P, R, N oraz 3.bieg. Sterowanie podstawowymi funkcjami przy użyciu dźwigni wyboru biegów polega na mechanicznym oddziaływaniu na przełącznik wielostykowy, umieszczony na skrzynce biegów. Zależnie od położenia zestyków jest generowany odpowiedni sygnał elektryczny. W zależności od żądania kierowcy, oporów jazdy i położenia pedału przyspieszenia, urządzenie sterujące skrzynki biegów kieruje zmianą biegów, wysyłając odpowiednie sygnały elektryczne do zaworów elektromagnetycznych. W ten sposób są aktywowane hydrauliczne nastawniki i regulator ciśnienia w automatycznej skrzynce biegów.

13.11. Adaptacyjne sterowanie skrzynki biegów (AGS)

Dalszym etapem rozwoju elektroniczno-hydraulicznego sterowania skrzynek biegów było opracowanie sterowania adaptacyjnego. Dzięki elektronice jest możliwe dopasowanie procesu zmiany biegów do żądań kierowcy i warunków ruchu. Wielkościami zewnętrznymi są: położenie i prędkość wciskania pedału przyspieszenia, prędkość samochodu, użycie kick-down, wystąpienie przyspieszeń poprzecznych pojazdu, proces hamowania i wciśnięcie przycisku programatora zmiany biegów (S – program sportowy, A – program adaptacyjny). Informacje te są przetwarzane przez elektroniczne urządzenie sterujące, w którym zapisano programy przełączeń. Urządzenie sterujące wy-

biera odpowiedni program na podstawie wielkości zewnętrznych i określa, który bieg ma być włączony. Zmiana jednej z wielkości zewnętrznych powoduje wybór przez urządzenie sterujące innego programu przełączeń.

Podobnie, jak adaptacyjne sterowanie skrzynki biegów (AGS), pracuje *Dynamiczny Program Przełączeń* (DSP) w automatycznej skrzynce biegów firmy Audi. Te najnowsze skrzynki biegów istnieją także w wersji pięciobiegowej, zwanej Tiptronic (rys. 13.44). W wersji tej dźwignia wyboru biegów porusza się po dwóch torach. Po przesunięciu przez kierowcę dźwigni z położenia D na prawy tor wystarczy ją lekko dotknąć, żeby przełączyć bieg. Popchnięcie dźwigni w górę (do przodu) powoduje włączenie biegu wyższego, a w dół (do tyłu) biegu niższego. Bieg ten nie zmieni się samoczynnie (przełączanie ręczne).



Rys. 13.44
Dźwignia wyboru automatycznej skrzynki biegów Tiptronic

W oferowanym obecnie wykonaniu skrzynka zmienia wyższy bieg tuż przed osiągnięciem maksymalnej prędkości obrotowej silnika. Wybór funkcji kick-down powoduje chwilową redukcję biegu w celu przyspieszenia samochodu.

Przyspieszenie boczne jest rozpoznawane na podstawie różnicy prędkości obrotowych kół jezdnych po prawej i lewej stronie samochodu. W takiej sytuacji jest blokowane włączenie wyższego biegu przed zakrętem; utrzymany zostaje niższy bieg. Samochód nie traci stateczności i można lepiej przyspieszyć po wyjściu z zakrętu. Stromy zjazd w dół jest rozpoznawany na podstawie położenia pedału przyspieszenia i prędkości samochodu. Także w tym przypadku jest blokowana zmiana biegu na wyższy. Dzięki temu optymalnie wykorzystuje się hamowanie silnikiem. Jeżeli kierowca naciśnie wówczas krótko pedał hamulca, w celu wsparcia hamowania silnikiem, nastąpi redukcja biegu o jeden albo o dwa.

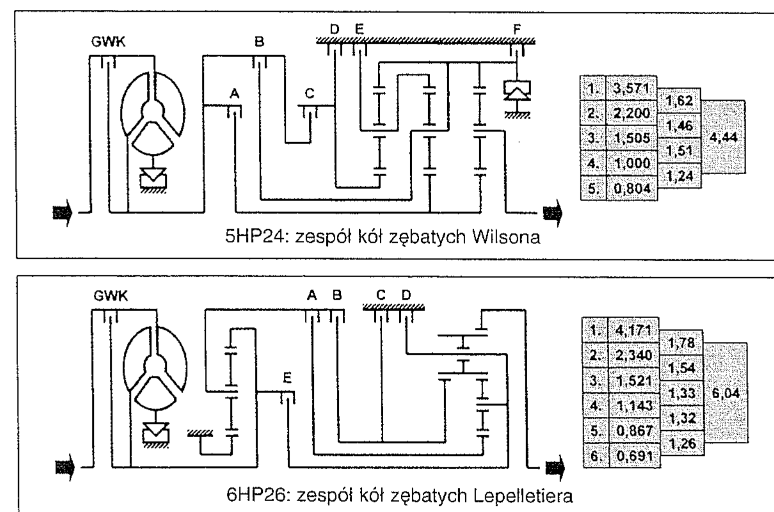
13.12. Układ Shift-Lock

Ze względów bezpieczeństwa, w samochodach z automatycznymi skrzynkami biegów silnik może być uruchamiany tylko w położeniach dźwigni zmiany biegów P lub N, gdyż przekładnia hydrokinetyczna uniemożliwia przerwanie przepływu mocy. Już samo obracanie rozrusznika wystarczyłoby do przemieszczenia samochodu. Przekaźnik blokady rozrusznika umożliwia uruchomienie silnika tylko z jednoczesnym wciśnięciem pedału hamulca. Dzięki temu zapobiega się także niezamierzonemu ustawieniu dźwigni zmiany biegów w położenie jazdy (D).

13.13. Sześciobiegowa stopniowa automatyczna skrzynka biegów 6HP26

13.13.1. Wiadomości ogólne

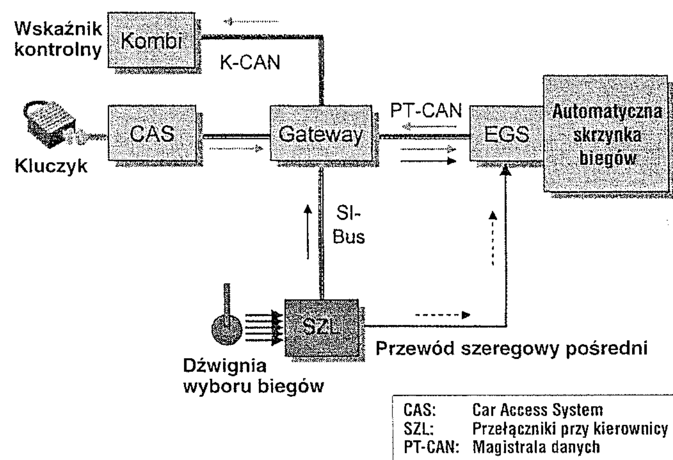
W samochodach wyższej klasy najczęściej stosowana jest planetarna, pięciobiegowa, stopniowa, automatyczna skrzynka biegów. Dla ułatwienia ruszania zastosowano w niej hydrokinetyczną przekładnię z regulowanym sprzęgłem blokującym. W celu poprawy osiągów, komfortu jazdy, zużycia paliwa i ograniczenia emisji spalin firma BMW jako pierwsza wprowadziła na rynek stopniową skrzynkę sześciobiegową. Składa się ona z opisanego wcześniej szeregu planetarnego Ravigneaux z umieszczoną przed nim prostą przekładnią planetarną (zestaw kół zębatych Lepelletiera). Ta nowa skrzynka jest obliczona na wejściowy moment obrotowy do 600 N·m. Z całkowitą rozpiętością przełożenia 6,04 skrzynka przekroczyła granicę osiąganą dotychczas tyl-



Rys. 13.45
Zestawienie porównawcze zestawów kół zębatych skrzynek biegów 5HP24 i 6HP26

ko przez skrzynki bezstopniowe. Rozpiętość przełożeń dobrano tak, żeby w długim przełożeniu szóstego biegu, także przy dużej prędkości samochodu, prędkość obrotowa silnika była względnie mała. Zespoły kół zębatych zaprojektowano tak, że tworzą one sześć biegów do jazdy w przód i jeden wsteczny, wykorzystując tylko pięć elementów przełączania (rys. 13.45): trzy sprzęgła i dwa hamulce. Skrzynka ma bieg bezpośredni. Dla porównania skrzynka biegów 5HP24 dla pięciu biegów wymaga sześciu elementów przełączania.

Skrzynka 6HP26, jako pierwsza w samochodach osobowych, ma zintegrowany zespół Shift-by-wire (rys. 13.46) oraz Mechatronic (moduł, składający się z hydraulicznego sterowania, nastawników, czujników i elementów elektronicznych skrzynki). Podstawowe zakresy P, R, N i D nie są już realizowane za pośrednictwem cięgieł albo drążków, lecz wyłącznie elektronicznie.



Rys. 13.46
Schemat Shift-by-wire

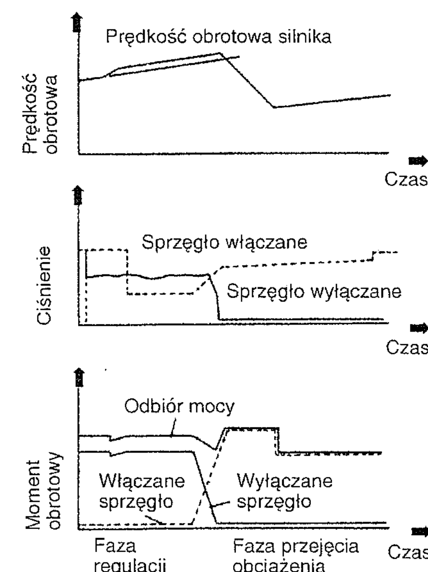
13.13.2. Sterowanie sprzęgła blokującego przekładni hydrokinetycznej

Sprzęgło blokujące z dwiema powierzchniami ciernymi pracuje bez poślizgu na biegach od pierwszego do szóstego. Dzięki temu jest mniej okresów pracy z rozłączonym sprzęgłem blokującym, co umożliwia mniejsze zużycie paliwa. W samochodach BMW serii 7 sprzęgło blokujące nie jest regulowane, czyli nie jest włączane, zanim temperatura oleju w skrzynce nie osiągnie 35°C. W pozostałych zakresach pracy regulacja sprzęgła blokującego jest zależna od następujących czynników:

- sygnału obciążenia,
- stanu pracy silnika,
- prędkości samochodu,

- temperatury oleju przekładni,
- wybranego programu zmiany biegów.

Nie można więc jednoznacznie określić, kiedy sprzęgło blokujące przekładni hydrokinetycznej zaczyna być regulowane albo włączane. I tak np. regulacja sprzęgła w programie oszczędnościowym („XE"), na biegach 1 do 6 następuje powyżej prędkości ok. 30 km/h, kiedy sygnał żądanego obciążenia ma wartość co najwyżej 50%. Jeżeli żądane obciążenie jest większe od 50%, sprzęgło blokujące jest wyłączone.



Rys. 13.47
Realizacja sterowania równoczesnego

W tej najnowszej sześciobiegowej automatycznej skrzynce wszystkie procesy przełączania biegów częściowo nakładają się na siebie (rys. 13.47). Dzięki temu nie ma konieczności stosowania wolnego koła, co umożliwia zmniejszenie masy i wymiarów skrzynki. Elektroniczno-hydrauliczne przełączanie biegów jest dokonywane za pośrednictwem zaworów w zespole hydraulicznym. Dzięki temu wszystkie sprzęgła i hamulce są włączane albo wyłączane w odpowiedniej chwili (nakładanie się procesów) bez szarpania i przy pełnej mocy.

Sześć biegów do jazdy w przód i bieg wsteczny osiąga się za pomocą przekładni planetarnych prostej i podwójnej. Zestaw kół zębatych Lepelletiera umożliwił realizację szóstego biegu.

Nowym rozwiązaniem jest odłączanie przekładni hydrokinetycznej. Zamiast trzymania nogi na pedale hamulca w celu utrzymania stanu równowagi między pracującym silnikiem i przekładnią hydrokinetyczną i niedopuszczenia do ruszenia pojazdu z miejsca, zastosowano odłączanie przekładni od napędu. Generowana jest wtedy tylko niewielka moc i oszczędzane paliwo.

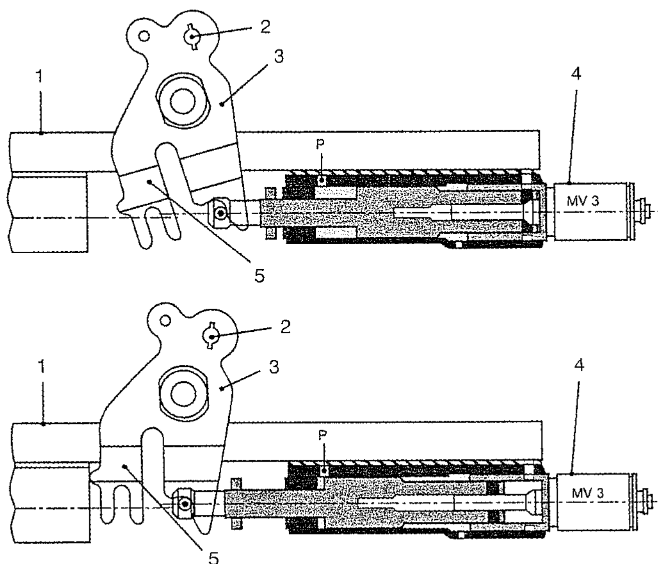
Odłączanie przekładni uzyskuje się dzięki odpowiedniej regulacji sprzęgła wielotarczowego, na podstawie sygnału obciążenia i wyjściowej prędkości obrotowej.

13.13.3. Zautomatyzowana blokada parkowania

W skrzynce biegów 6HP26 istnieje także zautomatyzowana blokada parkowania (rys. 13.48). Składa się ona z siłownika blokującego, zaworu elektromagnetycznego i elektromagnesu. Elektryczne aktywowanie blokady następuje za pomocą przycisku na dźwigni wyboru biegów albo zdalnie – kluczykiem.

Zawór elektromagnetyczny i elektromagnes są aktywowane przez urządzenie sterujące skrzynki biegów. Zawór znajduje się wewnątrz hydraulicznego zespołu sterowania, a elektromagnes (MV3) na siłowniku blokady parkowania. W celu włączenia blokady parkowania jest wyłączany elektromagnes, co powoduje zwolnienie blokady mechanicznej (kulkami) i uwolnienie tłoka. Wyłączany jest także zawór elektromagnetyczny (MV2) w hydraulicznym sterowniku. Zawór przyjmuje położenie spoczynkowe i siłownik blokady parkowania zostaje opróżniony. Sprężyste ramię na tarczy blokady przesuwa tłok w położenie parkowania i blokada zostaje włączona.

W celu wyłączenia blokady parkowania zawór elektromagnetyczny (MV2) w sterowniku hydraulicznym otwiera dopływ oleju pod ciśnieniem przez kanał P do siłownika i przesuwa tłok w kierunku zwolnienia blokady. Ponadto włączenie elektromagnesu (MV3) powoduje zaryglowanie tłoka kulkami. Blokada parkowania jest otwarta także przy wyłączonym silniku i ustawieniu dźwigni wyboru biegów w położeniu N.



Rys. 13.48
Przy wyłączonej elektrycznej blokadzie parkowania olej pod ciśnieniem wpływa przez kanał P do siłownika i napiera na tłok. Włączony elektromagnes (MV3) powoduje dodatkowe mechaniczne ryglowanie tłoka za pomocą kulek. Opróżnienie siłownika z oleju i wyłączenie elektromagnesu (MV3) powoduje włączenie blokady parkowania (dolny rys.)
1 – drążek środkujący blokadę w skrzynce biegów, 2 – zaczep łącznika, 3 – tarcza blokady, 4 – siłownik blokady, 5 – zaczep linki Bowdena do ręcznego wyłączania blokady

W razie usterki (brak zasilania elektrycznego) blokada parkowania może być wyłączona ręcznie – za pomocą cięgna.

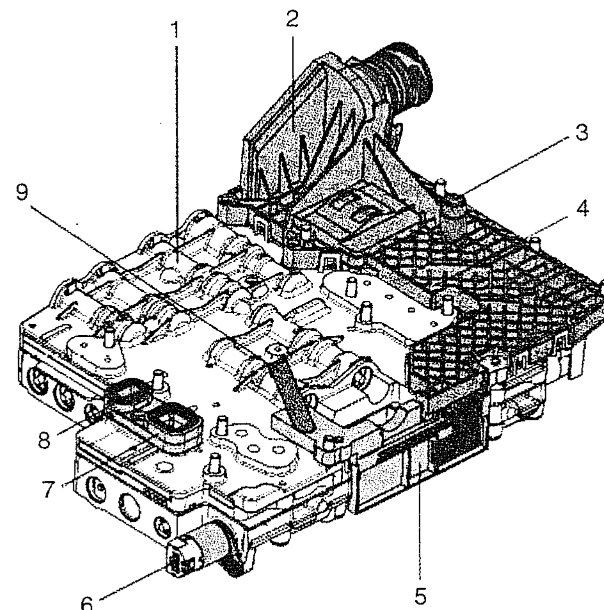
Poniżej podano kilka przykładów powiązania blokady parkowania z dodatkowymi funkcjami w nowych modelach BMW serii 7:

- przy prędkościach poniżej 2 km/h blokada może być włączona przez naciśnięcie przycisku P na dźwigni wyboru biegów,
- blokada jest włączana automatycznie, kiedy kluczyk zostanie wyjęty ze stacyjki, a sygnał prędkości jazdy ma wartość 0,
- blokada jest także włączana automatycznie, jeżeli silnik pracuje przy położeniach dźwigni wyboru biegów D, N, R, ale drzwi kierowcy są otwarte i jego siedzenie nie jest zajęte,
- blokada parkowania jest wyłączana tylko przy pracującym silniku i wciśniętym pedale hamulca przy położeniu dźwigni wyboru biegów R, D albo N.

BMW ma także elektromechaniczny hamulec postojowy (EMF). Dzięki wymianie informacji o warunkach eksploatacyjnych pomiędzy EMF i blokadą parkowania jest możliwe włączanie blokady przy wyłączonym silniku i usterce w układzie EMF. Najpierw musi być oceniona wiarygodność sygnałów, aby ustalić, czy dźwignia wyboru biegów jest w położeniu N, prędkość jazdy wynosi 0 oraz silnik i zapłon są wyłączone.

13.13.4. Moduł Mechatronic

Moduł Mechatronic (rys. 13.49) składa się z hydraulicznego zespołu zmiany biegów i elektronicznego urządzenia sterującego skrzynki biegów. Obydwa są umieszczone



Rys. 13.49
Kompletny moduł Mechatronic
1 – elementy hydrauliczne, 2 – elementy elektryczne, 3 – czujnik wyjściowej prędkości obrotowej, 4 – czujnik temperatury, 5 – przełącznik pozycji, 6 – zawór elektromagnetyczny 2, 7 – kanał ciśnieniowy, 8 – kanał ssący, 9 – czujnik prędkości obrotowej turbiny

w wannie olejowej automatycznej skrzynki biegów. Część hydrauliczna obejmuje także wszystkie elementy mechaniczne sterowania skrzynki, jak zawory i nastawniki ciśnienia, pełniące rolę elementów wykonawczych.

Skrzynka biegów jest sterowana przez elektroniczne urządzenie sterujące. Moduł Mechatronic zapewnia precyzyjną koordynację procesów włączania biegów oraz niezawodność dzięki mniejszej liczbie połączeń wtykowych i interfejsów.

W czasie pracy z modułem Mechatronic należy przestrzegać procedur bezpieczeństwa, szczególnie **ESD** (Electrostatical Discharge – rozładowanie elektrostatyczne; naładowana elektrycznie, nieuziemiona osoba jest otoczona „chmurą napięcia" i może stwarzać problemy w przypadku elektrostatycznie niebezpiecznych elementów). Przed połączeniem modułu hydraulicznego z elektronicznym należy się upewnić, że dźwignia wyboru biegów jest właściwie ustawiona.

W samochodach BMW serii 7 nie ma mechanicznego połączenia ze skrzynką biegów. Dźwignia wyboru biegów na kolumnie kierownicy (albo przyciski na kole kierownicy) przekazuje dyspozycje kierowcy do skrzynki biegów wyłącznie w formie sygnałów elektrycznych.

W skrzynce biegów sygnały są przetwarzane w zależności od chwilowych warunków eksploatacji. Wskaźniki pozycji dźwigni wyboru biegów (R, N, D) znajdują się tylko w zespole wskaźników na tablicy rozdzielczej. Przykładowo funkcja P może być wybrana odpowiednim przyciskiem. W celu wybrania pozycji R, dźwignię wyboru biegów należy przesunąć we wskazanym kierunku, jednocześnie wciskając pedał hamulca.

Wybór pozycji jazdy D wymaga wciśnięcia pedału hamulca i odpowiedniego przesunięcia dźwigni do oporu, w kierunku przeciwnym. Zmiana do położenia neutralnego z pozycji R następuje przez przesunięcie dźwigni we wskazanym kierunku, a z pozycji D w kierunku przeciwnym.

Z pozycji P można osiągnąć położenie N, przemieszczając dźwignię w obydwu kierunkach.

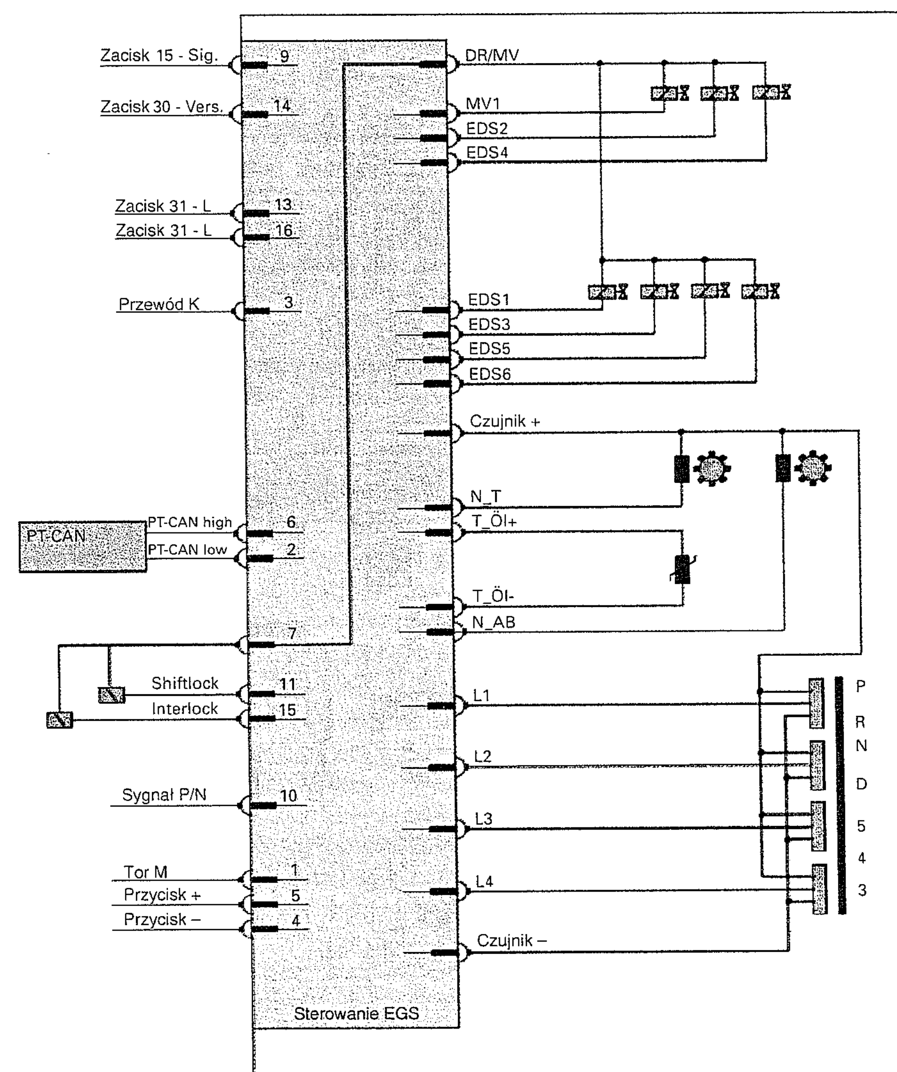
Wyciągnięcie kluczyka ze stacyjki powoduje automatyczne przejście do pozycji P. To samo następuje po wyłączeniu silnika, wyłączeniu zapłonu i pozostawieniu kluczyka w stacyjce przez około 30 minut.

Programy S (sportowy) i M (Steptronic) można aktywować dodatkowym przyciskiem na wielofunkcyjnym kole kierownicy (MFL, Multi-Funktions-Lenkrad). Czterema dalszymi przyciskami na kierownicy obsługuje się program Steptronic. Przycisk „–" służy do redukcji biegów, a przycisk „+" do włączania wyższych biegów. Wybór przez kierowcę niedopuszczalnej procedury przełączeń jest ignorowany i sygnalizowany na tablicy wskaźników.

Urządzenie elektronicznego sterowania skrzynki biegów (EGS) umieszczono w module Mechatronic. Przetwarza ono sygnały wejściowe na elektroniczne wielkości nastawcze. Na podstawie sygnałów wejściowych i zapisanych w pamięci danych urządzenie sterujące oblicza właściwy bieg i stan sprzęgła blokującego przekładni hydrokinetycznej oraz określa optymalny przebieg zmian ciśnienia oleju konieczny do włączenia biegu i regulacji sprzęgła blokującego. Poprzez specjalne elementy wyjściowe

(końcówki mocy, regulatory napięcia) EGS steruje zaworami elektromagnetycznymi i regulatorami ciśnienia, wpływając tym samym na układ hydrauliczny automatycznej skrzynki biegów.

Ponadto magistralą CAN (szeregowej transmisji danych) są przekazywane do urządzenia sterującego silnika polecenia o rodzaju i czasie trwania ingerencji w pracę silnika.



Rys. 13.50
Schemat blokowy modułu Mechatronic z obłożeniem styków

Przekazywanie magistralą CAN sygnałów pomiędzy poszczególnymi elementami pokazano na rysunku 13.46. Ze względów bezpieczeństwa, niezależnie od transmisji magistralą CAN, sygnały pomiędzy centrum sterowania na kolumnie kierownicy a elektronicznym urządzeniem sterującym skrzynki biegów są przekazywane szeregowym przewodem sygnałowym.

Dane potrzebne urządzeniu sterującemu skrzynki biegów do przełączania biegów, np. czas wtrysku, prędkość obrotowa silnika, kąt uchylenia przepustnicy, temperatura silnika, są transmitowane do skrzynki biegów przez centralny moduł bramy (ZGM) magistralą PT-CAN.

Zawory elektromagnetyczne i nastawniki ciśnienia są sterowane bezpośrednio z modułu Mechatronic (rys. 13.50).

Prędkość obrotowa wirnika turbiny i prędkość na wyjściu ze skrzynki są mierzone czujnikami Halla. Wyniki pomiarów trafiają bezpośrednio do modułu Mechatronic.

Skrzynka biegów jest odpowiednio programowana. Adaptacja wartości ciśnienia przebiega automatycznie w czasie jazdy. Po naprawie albo wymianie skrzynki biegów, za pomocą odpowiedniego testera należy przywrócić wartości pierwotne, następnie odbyć jazdę próbną, używając wszystkich biegów.

Przy uruchamianiu silnika o temperaturze poniżej 60°C jest aktywowany program rozgrzewania. Zwiększenie prędkości obrotowej silnika, następujące automatycznie, umożliwia szybsze osiągnięcie temperatury normalnej pracy katalizatora. Odpowiednia blokada zabezpiecza przed uszkodzeniami silnika i skrzynki biegów na skutek przekroczenia dopuszczalnej prędkości obrotowej silnika.

Blokada biegu wstecznego chroni przed włączeniem tego biegu przy prędkości jazdy powyżej 5 km/h. Jeżeli kierowca mimo to wybierze ręcznie pozycję wstecznego biegu, skrzynka biegów przejdzie samoczynnie w położenie neutralne i na tablicy wskaźników ukaże się symbol N.

W skład elektroniczno-hydraulicznego układu sterowania skrzynki biegów wchodzą ponadto zawory elektromagnetyczne (MV) i elektroniczne zawory sterujące ciśnieniem (EDS). Z udziałem tych zaworów jest sterowane włączanie biegów. Zawory elektromagnetyczne są 3/2-drożne, czyli mają 3 przyłącza i 2 położenia przełączania.

Aktywowane przez urządzenie sterujące zawory mogą przyjmować położenie otwarte albo zamknięte. W ten sposób są wyznaczane drogi przepływu oleju w obwodach hydraulicznych. Elektroniczne zawory sterujące ciśnienia (EDS 1–6) przyporządkowują odpowiednio sygnały elektryczne wartościom ciśnienia. Rozróżnia się przy tym regulatory ciśnienia z charakterystyką rosnącą oraz regulatory z charakterystyka malejącą.

13.13.5. Programy zmiany biegów

Oprogramowanie do zmiany biegów, nazywane w zakładach Volkswagena ASIS (Adaptative Shift Strategy), a w BMW po prostu adaptacyjne sterowanie skrzynki biegów (AGS) zostało przepracowane i wzbogacone o nowe funkcje. Poniżej opisano przykłady oparte na rozwiązaniach stosowanych w firmie BMW. Występuje zróżnicowany przebieg adaptacji pomiędzy programem sportowym S i programem adaptacyjnym A (dźwignia wyboru biegów w położeniu D).

Program A umożliwia komfortowe, spokojne przełączanie biegów. Wykorzystywana jest charakterystyka zmiany biegów, umożliwiająca najmniejsze zużycie paliwa (XE – extreme economy) oraz charakterystyka optymalnych osiągów (E – economy), także oszczędzająca paliwo.

W programie S są używane charakterystyki sportowa (S) oraz wysokich osiągów (XS – extreme sport). W tym programie niektóre funkcje są szczególnie uwypuklone, na przykład kick-fast i rozpoznanie hamowania. Analiza stylu jazdy kierowcy opiera się na ocenie jazdy stałej (ze stałą prędkością), wartości kick-fast, jazdy na zakrętach i używania hamulców.

Użycie trybu kick-fast jest rozpoznawane na podstawie szybkości wciskania pedału przyspieszenia. Dane te są porównywane z wartościami wzorcowymi, zapisanymi w programie. Wynikiem analiz jest wybór jednego z czterech programów: XE (extreme economy), E (economy), S (sport) albo XS (extreme sport).

Podstawą rozpoznania jazdy na zakręcie są wartości przyspieszenia poprzecznego oraz w niewielkim zakresie styl jazdy. Przyspieszenie poprzeczne jest ustalane na podstawie prędkości obrotowej kół na obu osiach, kąta obrotu wokół osi pionowej pojazdu oraz prędkości jazdy. Rozpoznanie hamowania wynika ze zdefiniowania aktualnego stylu jazdy kierowcy. Obliczone wartości opóźnień w czasie hamowania są porównywane z wartościami granicznymi dla wybranego sposobu jazdy.

Rozpoznanie jazdy stałej wynika z niezmieniającego się położenia pedału przyspieszenia i stałej prędkości jazdy. W takim przypadku program A reaguje natychmiastową redukcją biegu, program S także redukuje bieg, ale z pewnym opóźnieniem. W programie zimowym biegi są automatycznie zmieniane na wyższe lub niższe.

Sposób przełączeń biegów umożliwia dużą stateczność i bezpieczną jazdę na śliskiej drodze. Duża precyzja przełączeń biegów wspiera procesy regulacji układów ACS/ /ASR i DCS/ESP. Próby redukcji biegu powodujące zbyt duże moce napędowe są ignorowane. Nie dotyczy to jednak przypadków świadomej redukcji biegu przez kierowcę. Przy aktywnym programie zimowym są jednak eliminowane wszystkie czynniki, które mogłyby prowadzić do utraty stateczności pojazdu.

Funkcja jazdy w górach i holowania przyczepy umożliwia uzyskanie niezbędnych rezerw siły napędowej przez dopasowanie odpowiedniego programu zmiany biegów. Ograniczona zostaje skłonność do wahadłowej zmiany biegów i polepszany komfort jazdy. Analizator oporów jazdy ustala odchyłki oporów od zapisanych w urządzeniu sterującym danych porównawczych. Czynnikami wpływającymi na jazdę są: masa pojazdu, przełożenia w skrzynce biegów i tylnym moście, opory toczenia i opory powietrza.

Funkcja jazdy na zakręcie działa dwojako. Z jednej strony chroni przed redukcją biegu, co mogłoby spowodować zbyt duży moment na kołach napędowych, z drugiej strony zapobiega zmianie biegu na wyższy, co daje kierowcy poczucie aktywnej jazdy.

Odpowiednio zaprogramowany regulator prędkości jazdy (tempomat) ma umożliwić spokojne osiągnięcie celu podróży. Jest to kompromis pomiędzy zapewnieniem dostatecznej siły napędowej i uniknięciem niepożądanej, wahadłowej zmiany biegów.

Adaptacyjna regulacja prędkości jazdy (ACC) przejmuje część obowiązków prowadzenia pojazdu. W określonym zakresie występuje ingerencja w pracę silnika i hamulców. Wartość zadana jest obliczana przez urządzenie sterujące na podstawie aktualnego przełożenia skrzynki biegów oraz żądanego przyspieszenia i przekazywana do układu regulacji silnika w postaci wartości wymaganego momentu obrotowego. Silnik reaguje na takie żądanie za pomocą wirtualnego pedału przyspieszenia.

Układ ACC rozróżnia takie stany, jak: regulacja jazdy ze stałą prędkością, regulacja jazdy w kolumnie, przyjmowanie dowolnych wartości zadanej prędkości, regulacja jazdy na zakręcie, regulacja zjazdu ze wzniesienia itd. Te procesy regulacji, od strony skrzynki biegów, muszą być dopasowane do indywidualnych preferencji zmiany biegów. W odniesieniu do zmiany biegów mają być zatem spełnione zarówno specyficzne wymagania regulatora, jak też subiektywne żądania kierowcy. O zakłóceniach kierowca jest informowany za pomocą komunikatów tekstowych albo symboli graficznych.

Dla sytuacji nadzwyczajnych opracowano programy zastępcze, w których wybór biegu i komfort jazdy są ograniczone. Może być tak, że dostępne są tylko biegi do jazdy w przód, bieg wsteczny oraz pozycje N i P. W ciężkich przypadkach są wyłączane nastawniki (mechaniczno-hydrauliczny tryb awaryjny).

W razie usterek elektrycznych (np. awaria magistrali CAN), mogą być, pod określonymi warunkami, używane tylko 3. albo 5. bieg. Wybór innych przełożeń jest wtedy możliwy tylko za pomocą odrębnego przewodu (łącza).

W przypadku usterki całego urządzenia sterującego skrzynki biegów nie można przerwać przepływu mocy podczas jazdy do przodu. Przy unieruchomionym samochodzie i wyłączonym silniku należy włączyć blokadę parkowania. Bezpieczne zaparkowanie samochodu jest możliwe, gdyż blokada jest włączana bezciśnieniowo. Jeżeli nie będzie możliwe hydrauliczne wyłączenie blokady (rozładowanie akumulatora, awaria silnika, instalacji elektrycznej skrzynki biegów lub całego pojazdu), można to zrobić mechanicznie za pomocą dźwigni znajdującej się w kabinie, w okolicy nóg kierowcy.

Po wyłączeniu blokady można samochód ciągnąć albo pchać. W celu odholowania auta, także przy działającym układzie sterowania skrzynki biegów, blokadę parkowania należy odłączyć mechanicznie, gdyż może nie być możliwe ustawienie dźwigni wyboru biegu w pozycji neutralnej (N). Należy wówczas stosować się do zaleceń w instrukcji obsługi samochodu.

13.14. Automatyczne skrzynki biegów samochodów terenowych

Sześciobiegowe automatyczne skrzynki biegów są stosowane także we współczesnych samochodach rekreacyjnych (SUV). Skrzynki te, w porównaniu z automatycznymi skrzynkami pięciobiegowymi, umożliwiają zmniejszenie zużycia paliwa, a tym samym emisji zanieczyszczeń do atmosfery, oraz obniżenie poziomu hałasu i to przy wyraźnie lepszych przyspieszeniach.

Cechy szczególne 6-biegowej automatycznej skrzynki biegów:

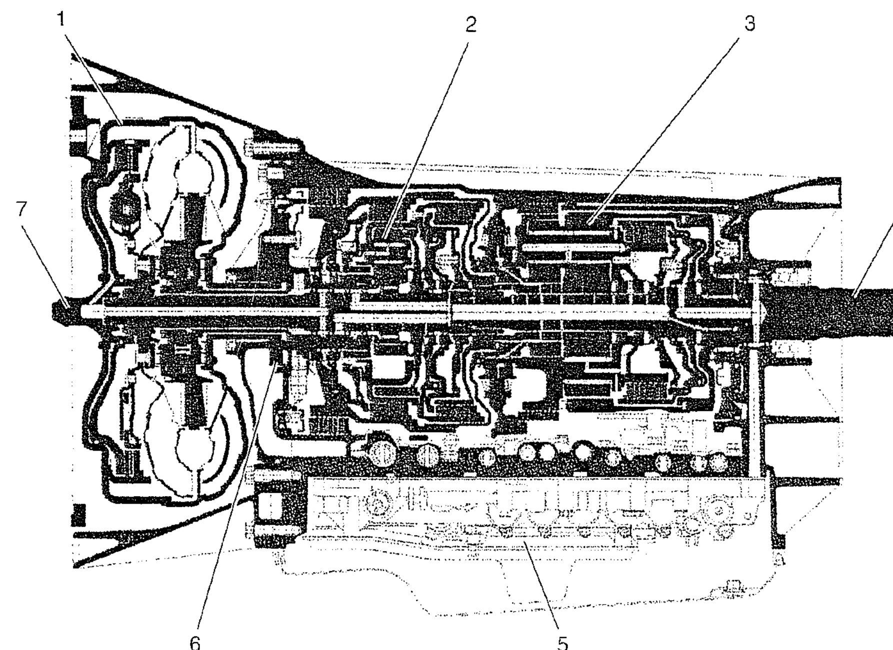
- w urządzeniu sterującym są zintegrowane programy zmiany biegów, zależne od warunków jazdy i preferencji kierowcy,

- występuje regulowane sprzęgło blokujące przekładni hydrokinetycznej,
- nie ma potrzeby wymiany oleju w skrzynce,
- napęd półosi jest umieszczony poza skrzynką,
- funkcja Hillholder zabezpiecza samochód przed stoczeniem się do tyłu i umożliwia komfortowe pokonywanie wzniesień,
- dźwignia wyboru biegów i koło kierownicy występują w wersji Tiptronic.

Budowa automatycznej skrzynki biegów samochodu rekreacyjnego

Sześciobiegowa, automatyczna skrzynka biegów nie różni się zasadniczo od innych skrzynek automatycznych. Jej głównymi podzespołami są (rys. 13.51):

- przekładnia hydrokinetyczna ze sprzęgłem blokującym,
- pompa oleju,
- prosta przekładnia planetarna Simpsona,
- szereg planetarny Ravigneaux,
- trzy sprzęgła wielotarczowe,
- dwa hamulce wielotarczowe,
- zespół zaworów hydraulicznych i elektromagnetycznych.



Rys. 13.51
Niektóre podzespoły 6-biegowej automatycznej skrzynki biegów
1 – przekładnia hydrokinetyczna ze sprzęgłem blokującym, 2 – prosta przekładnia planetarna, 3 – szereg planetarny, 4 – wałek główny, 5 – zespół zaworów, 6 – pompa oleju, 7 – wałek napędzający

Napęd półosi jest umieszczony na zewnątrz skrzynki. Z wałka głównego automatycznej skrzynki biegów moment obrotowy silnika jest przekazywany do połączonej z nią skrzynki rozdzielczej. Zadaniem skrzynki rozdzielczej jest równy albo nierówny podział momentu obrotowego pomiędzy przedni i tylny most napędowy.

13.15. Wskazówki obsługowe

Ogromna różnorodność oferowanych automatycznych skrzynek biegów uniemożliwia sformułowanie jednolitych zaleceń obsługowych. Wskazano jedynie na cechy szczególne tego rodzaju skrzynek.

Poszukiwanie przyczyn usterek w automatycznej skrzynce biegów należy zacząć od upewnienia się, że wszystkie elektryczne i mechaniczne elementy peryferyjne są sprawne. Należy sprawdzić:

- szczelność skrzynki biegów,
- napięcie akumulatora,
- zaciski akumulatora (plus i minus) oraz przewód masy,
- połączenia przewodów zwykłe i wielostykowe,
- odczytać zapisane w pamięci kody błędów.

Często są zgłaszane usterki, bez określania, w jakim programie zmiany biegów one występują. Przed przystąpieniem do naprawy należy ustalić, włączanie którego biegu i w jakim programie nie jest poprawne.

Przyczyną strat mocy może być za niski poziom oleju w skrzynce. Należy sprawdzić szczelność skrzynki. Jeżeli jest kwestionowana jakość zmiany biegów, przyczyną może być:

- za niski poziom oleju,
- usterka programu zastępczego,
- nieodpowiednie wyposażenie; mogą nie być wzajemnie dopasowane: skrzynka, urządzenie sterujące i układ sterowania silnika,
- nieprawidłowa praca silnika.

W razie nadmiernej głośności skrzynki biegów, należy wykluczyć następujące powody:

- drgania w układzie napędowym, które przenoszą się na skrzynkę,
- hałas wywołany pracą silnika, osi napędowych oraz pompy wspomagania układu kierowniczego.

Jeżeli wymieniono skrzynkę biegów, należy sprawdzić stan oleju w uszkodzonej skrzynce. Rozwodnienie oleju i mleczne przebarwienie może być spowodowane usterką chłodnicy oleju, umieszczonej w głównej chłodnicy.

W najnowszych sześciobiegowych automatycznych skrzynkach biegów nie wymaga się już wymiany oleju ATF (Automatic Transmission Fluid). Mają one tzw. napełnienie „For life", czyli na cały okres eksploatacji. Należy jednak przestrzegać odpowiednich wymagań producentów.

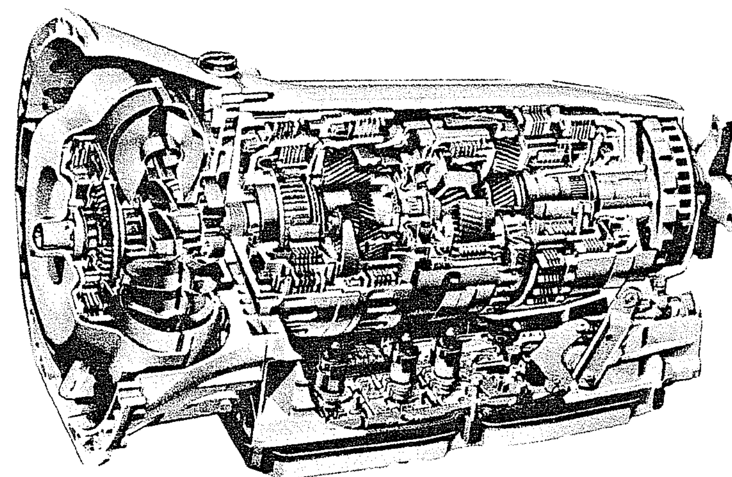
13.16. Siedmiobiegowa automatyczna skrzynka biegów

Najnowszym rozwiązaniem w dziedzinie automatycznych skrzynek biegów jest skrzynka siedmiobiegowa firmy Mercedes (rys. 13.52). Siedem zakresów można by dość łatwo osiągnąć także w sześciobiegowej skrzynce, bez dalszych elementów mechanicznych, tylko za pomocą dodatkowego oprogramowania urządzenia sterującego. Wprowadzona przez Mercedesa automatyczna skrzynka siedmiobiegowa, w porównaniu z oferowaną dotychczas skrzynką pięciobiegową, ma znacznie większą rozpiętość przełożeń. Dzięki temu w każdym zakresie prędkości i obciążenia silniki pracują jak najdłużej w optymalnym zakresie sprawności. Umożliwia to większe oszczędności paliwa.

Sterowanie nowej skrzynki jest precyzyjniejsze w odniesieniu do sprzęgła blokującego przekładni hydrokinetycznej. Zwiększający zużycie paliwa poślizg przekładni na wszystkich biegach został maksymalnie zredukowany. Sprzęgło blokujące jest włączane już od 1. biegu.

Ciekawym rozwiązaniem jest specjalne sprzęgło przekładni planetarnych, umożliwiające redukcję od razu o dwa biegi.

Skrzynkę zbudowano z jak najlżejszych materiałów, np. obudowę odlano z magnezu.

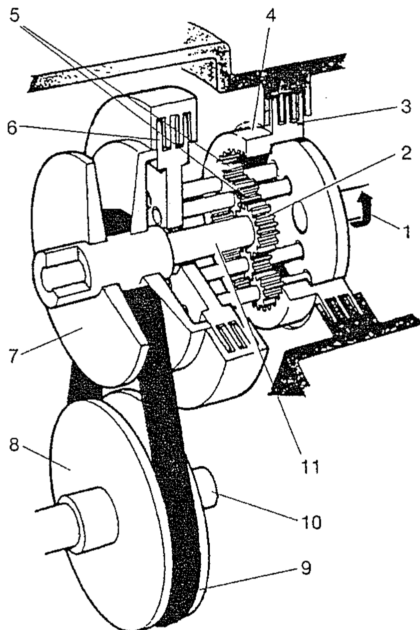


Rys. 13.52
Siedmiobiegowa automatyczna skrzynka biegów ze sprzęgłem blokującym przekładni hydrokinetycznej na wszystkich biegach

14. Bezstopniowe automatyczne skrzynki biegów CVT

14.1. Wiadomości ogólne

W przeciwieństwie do tradycyjnych automatycznych skrzynek biegów, w skrzynkach CVT (Continuously Variable Transmission – rys. 14.1) zamiast stopniowania poszczególnych biegów zastosowano przełożenie bezstopniowe. Moment obrotowy silnika jest przenoszony bezpośrednio na skrzynkę biegów, w której nie ma przekładni hydrokinetycznej. W rozwiązaniach niektórych producentów stosuje się sprzęgło elektromagnetyczne proszkowe, umieszczone między silnikiem a skrzynką biegów. Z wałka sprzęgłowego moment obrotowy jest przenoszony przez przekładnię planetarną na pierwszą parę tarcz stożkowych, a następnie specjalnym pasem transmisyjnym na drugą parę



Rys. 14.1
Schemat bezstopniowej automatycznej skrzynki biegów (Ford)
1 – wał napędzający, 2 – koło słoneczne, 3 – sprzęgło biegu wstecznego, 4 – koło pierścieniowe, 5 – jarzmo z satelitami, 6 – sprzęgło biegu do jazdy w przód, 7 – pierwsza para tarcz stożkowych, 8 – druga para tarcz stożkowych, 9 – pas transmisyjny, 10 – odbiór mocy do przekładni głównej , 11 – wał pierwszej pary tarcz

tarcz stożkowych osadzonych na wale odbioru mocy. Przez wał pośredni moment obrotowy trafia na przekładnię główną.

Pas transmisyjny jest podwójnym łańcuchem wykonanym z odpowiednio ukształtowanych i połączonych ze sobą elementów ze stali szlachetnej, zaciskających się między obydwoma tarczami.

Zmiana przełożenia

Jedna z tarcz pierwszej i drugiej pary jest hydraulicznie przesuwana osiowo. I tak np. zwiększenie ciśnienia hydraulicznego, oddziałującego na pierwszą parę tarcz powoduje ich zsunięcie i zwiększenie czynnej średnicy opasania pasa transmisyjnego. Jednoczesne zmniejszenie ciśnienia w odniesieniu do drugiej pary powoduje rozsunięcie tarcz i zmniejszenie średnicy czynnej tej pary. W efekcie uzyskuje się bezstopniową zmianę przełożeń. W chwili ruszania z miejsca średnica czynna pierwszej pary tarcz jest najmniejsza, a drugiej pary największa (największa wartość przełożenia). Przy maksymalnej prędkości jazdy obie pary tarcz są ustawione odwrotnie (najmniejsza wartość przełożenia).

Zespół hydraulicznego sterowania bezstopniową przekładnią pasową przetwarza następujące dane wejściowe:

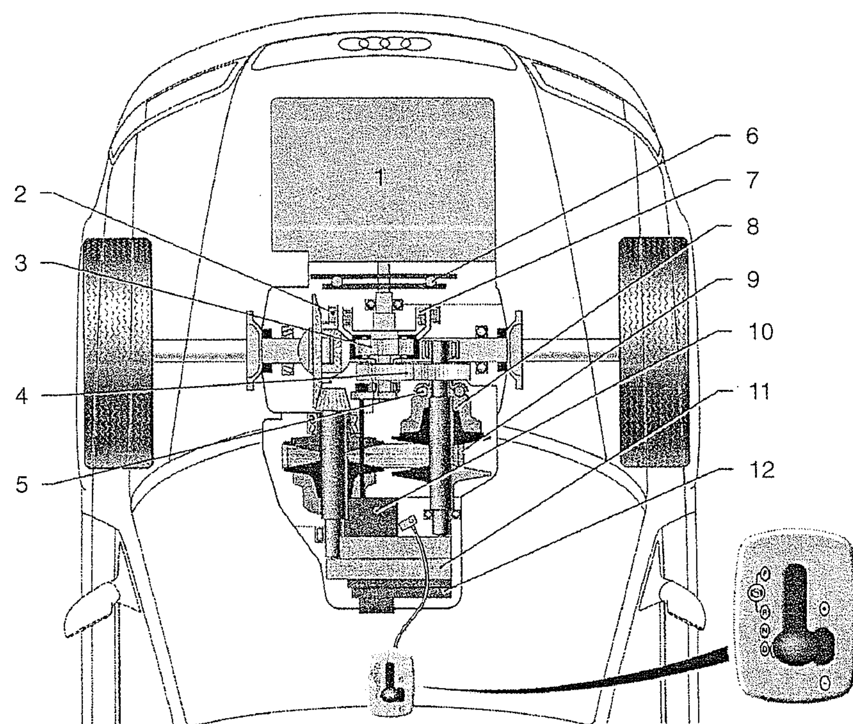
- ustawienie dźwigni wyboru przełożenia,
- położenie pedału przyspieszenia (ustawienie przepustnicy),
- prędkość jazdy,
- aktualne przełożenie,
- opory jazdy.

W skrzynce biegów znajdują się dwa sprzęgła wielopłytkowe: do jazdy na biegu wstecznym i do jazdy w przód. Po ustawieniu dźwigni w pozycji „D" lub „L" przekładnia planetarna wraz z wałkiem głównym pracuje w trybie obiegu zblokowanego. W celu jazdy do tyłu następuje rozłączenie sprzęgła do jazdy w przód i włączenie sprzęgła biegu wstecznego. W tym trybie koło pierścieniowe jest połączone (zblokowane) z obudową przekładni. Napędzane przez jarzmo satelity przenoszą napęd na koło słoneczne i dalej na pierwszą parę tarcz stożkowych, zmieniając kierunek ich obrotu.

14.2. Bezstopniowa automatyczna skrzynka biegów Multitronic

Skrzynka biegów Multitronic jest oparta na pomyśle bezstopniowej przekładni pasowej z lat pięćdziesiątych. Stosowane wtedy pasy transmisyjne ze sztucznego tworzywa cechowała niewielka trwałość. Nazwa handlowa Multitronic dotyczy skrzynki biegów CVT firmy Audi. Jest ona wyposażona w wyrafinowany układ elektronicznego sterowania, hydromechaniczny czujnik momentu obrotowego (patent Audi), nadzorowanie prędkości obrotowej i specjalny łańcuch drabinkowy (patrz rys. 14.4).

Łańcuch ten składa się z 1024 stalowych ogniw połączonych 73 parami sworzni. Jest zdolny do przenoszenia znacznego momentu obrotowego i dzięki sterowaniu siły docisku wykazuje większą sprawność. Mniejsze wymiary łańcucha umożliwiają pro-



Rys. 14.2
Schemat budowy skrzynki biegów Multitronic (Źródło: Audi)
1 – silnik, 2 – sprzęgło biegu wstecznego, 3 – przekładnia planetarna, 4 – stopień pośredni, 5 – czujnik prędkości obrotowej, 6 – koło zamachowe z tłumikiem drgań, 7 – sprzęgło do jazdy w przód, 8 – przekładnia bezstopniowa, 9 – łańcuch drabinkowy, 10 – pompa oleju, 11 – hydrauliczne urządzenie sterujące, 12 – elektroniczne urządzenie sterujące

wadzenie go po mniejszych łukach i zwiększenie zakresu przesuwania tarcz stożkowych, co pozwala uzyskać bardzo dużą rozpiętość przełożeń.

Rozpiętość przełożeń skrzynki biegów jest stosunkiem wartości przełożenia w chwili ruszania z miejsca do wartości przełożenia odpowiadającego najwyższemu biegowi. Multitronic może przenosić moment obrotowy do 300 N·m (rys. 14.2).

Zalety skrzynki biegów Multitronic:

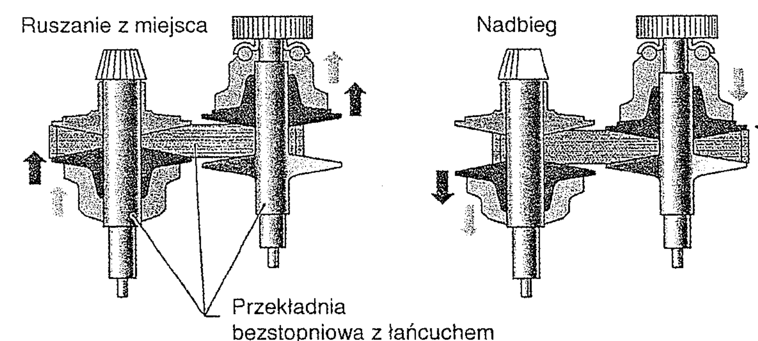
- niewielkie zużycie paliwa,
- nie większe zużycie paliwa niż w przypadku skrzynki mechanicznej,
- lepsze osiągi trakcyjne,
- mniejsza prędkość obrotowa i niższy poziom hałasu,
- mniejsza masa,
- przyspieszanie bez przerwy w przenoszeniu napędu,
- funkcja Tiptronic z 6 charakterystykami przełączeń i 6 biegami,
- 6. bieg jako overdrive (nadbieg).

W bezstopniowej skrzynce biegów moment obrotowy silnika jest przenoszony za pośrednictwem dwóch mokrych sprzęgieł (do jazdy w przód i dla biegu wstecznego), pozwalających na uzyskanie większej sprawności w stosunku do automatycznej skrzynki biegów z przekładnią hydrokinetyczną. Obydwa sprzęgła są sterowane hydraulicznie. Wartość ciśnienia sterowania konieczna do uzyskania odpowiedniego poślizgu sprzęgieł jest obliczana w module elektronicznym na podstawie różnych parametrów. Regulacja wielkości strumienia oleju na zaworze ciśnieniowym pozwala na modulację ciśnienia. Sprzęgła są chłodzone olejem o regulowanym natężeniu przepływu. Aby nie przeciążać głównej pompy oleju, olej chłodzący obydwa sprzęgła jest dostarczany odrębną pompą ssąco-tłoczącą.

Sterowanie ciśnieniem oleju w sprzęgłach, a tym samym przenoszonym momentem napędowym, umożliwia uzyskanie efektu pełzania (creep) samochodu, dobrze znanego w przypadku automatycznych skrzynek biegów z przekładnią hydrokinetyczną. Regulacja creep pozwala na manewrowanie samochodem podczas parkowania bez użycia pedału przyspieszenia. Cechą szczególną funkcji creep jest redukcja momentu pełzania przy stojącym samochodzie i wciśniętym pedale hamulca. Dzięki temu: zapotrzebowanie mocy jest nieznaczne (sprzęgło jest rozłączone), poziom hałasu ograniczony, zmniejszona jest siła nacisku na pedał hamulca w celu utrzymania samochodu w miejscu i obniżone zużycie paliwa. Efekty te polepszają komfort jazdy. Jeżeli samochód stoi na pochyłości i zaczyna się toczyć mimo lekkiego wciśnięcia pedału hamulca, zostaje zwiększony nacisk na tarczę sprzęgła w celu zatrzymania pojazdu.

Utrzymywanie ściśle zdefiniowanego poślizgu sprzęgła pozwala na tłumienie drgań wywołanych nierównomierną pracą silnika, a adaptacyjna regulacja w miarę zużycia elementów ciernych sprzęgła na utrzymanie wszystkich jego funkcji.

Moment obrotowy silnika jest przenoszony przez sprzęgła, przekładnię planetarną i stopień pośredni na przekładnię bezstopniową. Zadaniem przekładni planetarnej jest tylko zmiana (przy przełożeniu równym zeru) kierunku obrotów na potrzeby wstecznego biegu. Stopień pośredni spełnia dwie funkcje: pierwsza to umożliwienie optymalnego (oszczędność miejsca) umieszczenia przekładni bezstopniowej, druga to stwo-



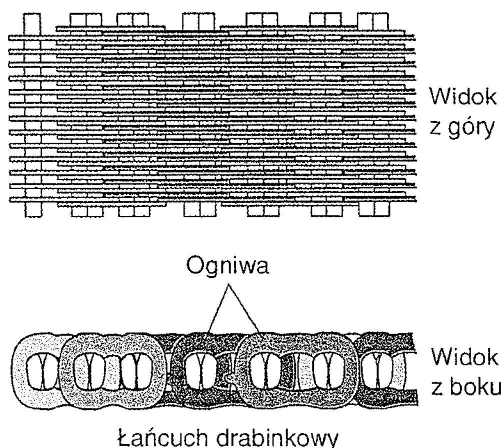
Rys. 14.3
Zmiana wartości przełożeń w automatycznej przekładni bezstopniowej

rzenie możliwości dopasowania skrzynki Multitronic do różnych typów samochodów, poprzez dobranie odpowiedniego przełożenia stopnia pośredniego. Przekładnię bezstopniową tworzą dwie pary przestawnych tarcz, pomiędzy którymi jest rozpięty łańcuch drabinkowy, będący elementem przeniesienia momentu obrotowego. Rozsuwanie tarcz powoduje zmianę roboczej średnicy opasania łańcucha i bezstopniową zmianę wartości przełożeń (rys. 14.3).

Łańcuch przekładni CVT jest wykonany z kilku równoległych szeregów ogniw połączonych w obwód dwoma ogniwami spinającymi. Podczas dosuwania do siebie tarcz stożkowych wystające na boki sworznie łańcucha zakleszczają się na wewnętrznych powierzchniach tarcz. Przenoszenie momentu obrotowego następuje dzięki sile tarcia sworzni o robocze powierzchnie tarcz (rys. 14.4). Przekładnia bezstopniowa składa się z dwóch par tarcz stożkowych: pary pierwszej (1) i drugiej (2) oraz specjalnego łańcucha rozpiętego pomiędzy tarczami obydwu par. Łańcuch jest elementem przeniesienia momentu obrotowego.

Pierwsza para tarcz jest napędzana przez silnik poprzez stopień pośredni. Z pierwszej pary tarcz moment obrotowy silnika jest przenoszony łańcuchem na drugą parę tarcz, a następnie na przekładnię główną. Jedna z tarcz każdej pary może być przesuwana na wałku, na którym są osadzone tarcze. W ten sposób jest regulowana robocza średnica opasania łańcucha na tarczach i bezstopniowo zmieniane przełożenie przekładni. Aby utrzymać stałe napięcie łańcucha i jego docisk do stożkowych powierzchni tarcz, zapewniający tarcie niezbędne do przeniesienia mocy, muszą być jednocześnie regulowane obydwie pary tarcz.

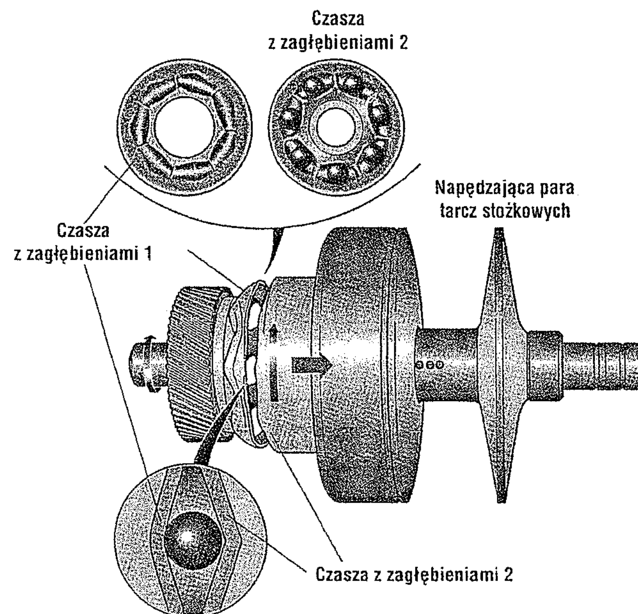
Tarcze przesuwne są poddane naciskowi siłownika dociskającego tarcze do siebie i siłownika regulującego rozsunięcie tarcz. Siłownik dociskający ma utrzymać optymalne napięcie łańcucha przy każdym obciążeniu przekładni i nie dopuścić do poślizgu. Siła docisku łańcucha do tarczy jest regulowana odpowiednio do wartości przenoszonego momentu obrotowego. Regulacja ciśnienia hydraulicznego w siłowniku dociskającym przebiega automatycznie i jest sterowana czujnikiem momentu obrotowego



Rys. 14.4
Łańcuch drabinkowy (Źródło: Audi)

osadzonym na wale pary tarcz napędzających. Czujnik składa się z dwóch czasz z zagłębieniami, w których są umieszczone kulki. Moment obrotowy wału powoduje skręt czasz względem siebie i jednocześnie ich przesuw osiowy. Siła osiowa oddziałuje na siłownik dociskający. Otwory do przepływu oleju wewnątrz siłownika są odpowiednio odsłaniane lub zamykane, powodując zmianę ciśnienia oleju. Dzięki temu zmienia się nacisk siłownika na tarczę przesuwną.

Siła osiowa w czujniku jest wielkością sterującą, proporcjonalną do wartości momentu obrotowego silnika. Odpowiednio do wartości siły sterującej rośnie lub spada ciśnienie w siłowniku dociskającym (rys. 14.5). W przypadku szczytowych wartości momentu obrotowego osiowy przesuw czujnika jest na tyle duży, żeby uzyskać szybki wzrost ciśnienia oleju w siłowniku dociskającym (efekt pompy) i nie dopuścić do poślizgu łańcucha nawet w krytycznym zakresie pracy przekładni.

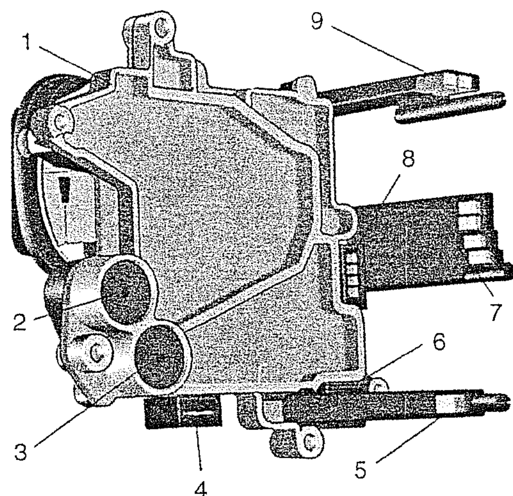


Rys. 14.5
Zasada działania czujnika momentu obrotowego

Moduł elektroniczny w hydraulicznym urządzeniu sterującym wysyła sygnały do zaworów sterujących ciśnieniem w siłowniku regulującym. Ciśnienie robocze oleju wytwarza pompa napędzana od wałka sprzęgłowego, osadzona bezpośrednio na hydraulicznym urządzeniu sterującym. Obwód hydrauliczny łączy elementy elektroniczne i mechaniczne układu sterowania przekładni. Także położenie dźwigni wyboru biegów (P, R, N lub D) decyduje o sterowaniu przekładni bezstopniowej. I tak na przykład w położeniu wstecznego biegu (R) przekładnia zawsze ustawia przełożenie jak do ruszania z miejsca, niezależnie od aktualnej prędkości obrotowej silnika i prędkości jazdy (która w takim przypadku jest jednak ograniczana elektronicznie). Dźwignia wybo-

ru biegu jest mechanicznie połączona z przekładnią za pomocą cięgna. Osobna chłodnica wbudowana w chłodnicę silnika chłodzi olej w przekładni. Ciepło oleju jest odprowadzane do układu chłodzenia silnika.

Bardzo ważnym elementem skrzynki biegów Multitronic jest elektroniczne urządzenie sterujące, osadzone bezpośrednio na hydraulicznym urządzeniu sterującym. Do sterowania skrzynki biegów są potrzebne tylko trzy sygnały: prąd regulacji poślizgu sprzęgieł, sygnał regulacji stosunku przełożeń (ciśnienie w siłowniku regulującym) oraz sygnał sterujący zaworem elektromagnetycznym chłodzenia sprzęgieł i wyłącznikiem bezpieczeństwa. Informacje wejściowe do generacji tych trzech sygnałów elektroniczne urządzenie sterujące otrzymuje z czujników znajdujących się w skrzynce biegów oraz poprzez magistralę danych CAN z układu sterowania silnika (rys. 14.6).



Rys. 14.6
Elektroniczne urządzenie sterujące skrzynki biegów z wbudowanymi czujnikami. Sygnały czujników mogą być sprawdzane tylko poprzez analizę bloków wartości pomiarowych
1 – urządzenie sterujące skrzynki Multitronic, 2 – czujnik ciśnienia oleju w sprzęgłach, 3 – czujnik docisku tarcz, 4 – złącze wielostykowe do elektrozaworu chłodzenia sprzęgieł, 5 – czujnik wejściowej prędkości obrotowej skrzynki, 6 – złącze wielostykowe do zaworu ciśnieniowego regulacji przełożeń, 7 – przełącznik wielofunkcyjny, 8 – złącze wielostykowe do zaworu regulacji ciśnienia oleju w sprzęgłach, 9 – czujnik wyjściowej prędkości obrotowej skrzynki

Elektroniczne urządzenie sterujące zawiera następujące czujniki: docisku tarcz stożkowych, docisku tarcz sprzęgieł, temperatury oleju w skrzynce biegów, wejściowej prędkości obrotowej, dwa czujniki wyjściowej prędkości obrotowej (jeden z nich rozpoznaje także kierunek obrotów) oraz przełącznik wielofunkcyjny, rozpoznający położenie dźwigni wyboru biegów. Przełącznik jest zbudowany z czterech czujników Halla. Na podstawie ich sygnałów jest ustalane położenie dźwigni. Zintegrowanie czujników z urządzeniem sterującym nie pozwala na pomiar ich sygnałów tradycyjnymi metodami. Do tego jest niezbędny tester diagnostyczny, umożliwiający odczytanie kodów usterek i ocenę prawidłowości sygnałów.

Na rysunku 14.7 zestawiono informacje, które mogą być wymieniane z innymi układami samochodu magistralą szeregowej transmisji danych CAN. Niezależnie od wymiany danych poprzez CAN, istnieją odrębne złącza (interfejsy) do zbierania informacji o prędkości obrotowej silnika, prędkości samochodu, rozpoznania Tiptronic (Tip-

Urządzenie sterujące skrzynki biegów
Moment obrotowy silnika (wartość żądana)
Żądana prędkość obrotowa biegu jałowego
Dopuszczenie adaptacji – regulacja napełnienia na biegu jałowym
Wspieranie rozłączenia napędu odwróconego
Ochrona sprzęgła
Status pracy sprzęgła
Moment sprzęgła
Przełączanie aktywne/nieaktywne
Wyłączanie sprężarki
Dźwignia wyboru biegów w położeniu jazdy
Prędkość samochodu
Sygnalizacja wybranego biegu
Aktualny bieg lub zamiar wyboru
Kodowanie w urządzeniu sterującym silnika
Programy awaryjne (informacje o samodiagnozie)
Status diagnozy on-board

Magistrala danych CAN napędu high
Magistrala danych CAN napędu low

Urządzenie sterujące silnika
Prędkość obrotowa silnika
Żądana prędkość obrotowa biegu jałowego
Aktualny moment obrotowy
Temperatura cieczy chłodzącej
Informacja o funkcji kick-down
Położenie pedału przyspieszenia
Obwód świateł hamowania
Włącznik na pedale przyspieszenia
Temperatura zasysanego powietrza
Status GRA
GRA – żądana prędkość jazdy
Informacja o wysokości n.p.m.
Status sprężarki klimatyzatora
Programy awaryjne (informacje o samodiagnozie)

Urządzenie sterujące ESP
Żądanie regulacji ASR
Żądanie regulacji MSR
Regulacja ABS
Regulacja EDS
Regulacja ESP
Prędkość obrotowa przedniego lewego koła
Prędkość obrotowa przedniego prawego koła
Prędkość obrotowa tylnego lewego koła
Prędkość obrotowa tylnego prawego koła

Informacje wysyłane przez urządzenie sterujące skrzynki biegów
Informacje otrzymywane i przetwarzane przez urządzenie sterujące skrzynki biegów

Rys. 14.7
Wymiana danych magistralą CAN

tronic – redukcja biegu, Tiptronic – zmiana biegu na wyższy), emisji sygnału o aktualnym biegu (do wyświetlacza w kabinie) oraz złącze diagnozowania i programowania. Elektroniczne urządzenie sterujące może także za pomocą tzw. Flash-EPROM aktualizować wewnętrzne oprogramowanie w wyniku zaistniałych usterek. Flash-EPROM jest odrębną pamięcią przeprogramowalną blokowo. Znajdujące się w niej oprogramowanie do obliczania sygnałów wyjściowych może zostać poprzez złącze diagnostyczne nadpisane nową wersją software. Programowanie flash stosuje się tylko wtedy, kiedy do usunięcia usterek jest niezbędna modyfikacja oprogramowania.

14.3. Działanie automatycznej bezstopniowej skrzynki biegów

Bezstopniowa skrzynka biegów ma większy zakres swobody działania niż skrzynka mechaniczna. Prędkość jazdy, wybrany bieg i prędkość obrotowa silnika nie pozostają tu w sztywnej zależności. Praca skrzynki zależy od możliwości regulacji przekładni bezstopniowej.

Kierowca ma większy wpływ na zachowanie się samochodu. Może wybierać pomiędzy jazdą „ekstremalnie ekonomiczną" i „bardzo sportową". Za pomocą zaimplementowanego oprogramowania jest przy tym możliwy wybór charakterystyki pracy skrzynki albo poprzez adaptacyjne punktowe sterowanie pracą skrzynki, ustawienie optymalnego punktu pola pracy w zależności od aktualnych warunków eksploatacyjnych.

Oszczędne zużycie paliwa jest ważnym argumentem za stosowaniem automatycznych bezstopniowych skrzynek biegów. W porównaniu ze skrzynkami cztero- albo pięciobiegowymi mają one większą rozpiętość przełożeń, a tym samym pozwalają w większym stopniu utrzymać pracę silnika w zakresach najmniejszego zużycia paliwa. Wybierając ekonomiczny styl jazdy można osiągnąć zużycie paliwa porównywalne z pięciobiegowymi mechanicznymi skrzynkami biegów. Natomiast w stosunku do skrzynek czterobiegowych są osiągalne wyniki lepsze nawet o 10%.

Wartość rozwijanej siły napędowej podczas przyspieszania samochodu ze skrzynką biegów CVT może się zmieniać po krzywej hiperbolicznej; wypełnione są przerwy w przenoszeniu siły napędowej, występujące w stopniowej skrzynce biegów. Dzięki temu uzyskuje się lepsze osiągi. Skoro w skrzynkach bezstopniowych nie ma przełączania biegów, nie występują też towarzyszące im niekiedy szarpnięcia. Z punktu widzenia komfortu zmiany biegów, bezstopniowe automatyczne skrzynki biegów są wręcz idealne. W zależności od wybranego stylu jazdy trzeba się oswoić z innym zachowaniem silnika. Elektroniczne sterowanie skrzynki CVT może, na życzenie, zbliżyć zachowanie się samochodu do typowego dla stopniowej skrzynki biegów. Dla kierowców preferujących ręczną zmianę biegów można zastosować specjalne prowadzenie dźwigni zmiany biegów ze ścieżkami „+" dla zmiany biegów na wyższe i „–" do redukcji biegów. Położenia poszczególnych biegów są symulowane. Kierowca ma poczucie, że obsługuje tradycyjną sześciobiegową skrzynkę biegów.

14.4. Przykłady uszkodzeń automatycznych skrzynek biegów

14.4.1. Uszkodzenia elementów połączeń ciernych

Najistotniejszym czynnikiem prowadzącym do uszkodzeń elementów połączeń ciernych (sprzęgła i hamulce wielopłytkowe) jest przeciążenie termiczne spowodowane najczęściej:

- ❑ niestaranną obsługą (złą jakością lub niedostatecznym poziomem oleju, brakiem sygnalizacji przeciążenia),

- ❑ nadmiernym obciążeniem mechanizmów włączających (przeciążeniem samochodu),
- ❑ przekroczeniem dopuszczalnej wartości temperatury.

Typowe objawy zużycia lub uszkodzenia płytek stalowych i elementów ciernych przedstawiono na rysunkach 14.8 do 14.18.

Płytki stalowe

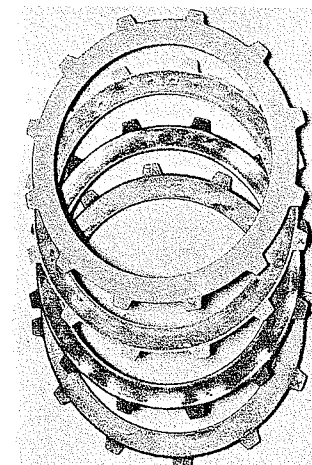
Przebarwienia termiczne (rys.14.8)

Oznaki

Duże, mniej lub bardziej regularne przebarwienia termiczne aż do barw odpuszczania. Na zdjęciach płytki bez przebarwienia, z lekkim i z dużym przebarwieniem.

Przyczyna

- ❑ przeciążenie termiczne:
  - za duża temperatura powierzchni ciernych,
  - za wąskie szczeliny wentylacyjne (brak całkowitego rozłączania).



Rys. 14.8

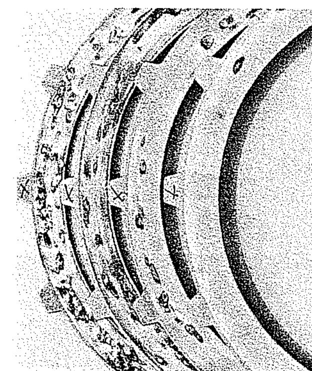
Punktowe przegrzanie (rys. 14.9)

Oznaka

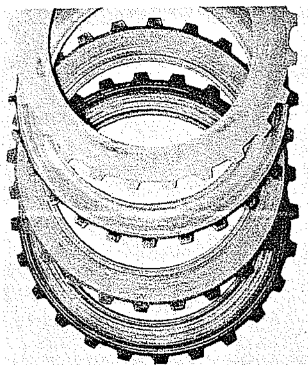
Nieregularne ślady punktowego przegrzania (hot spots); w krańcowych przypadkach punktowe przetopienia materiału. Na zdjęciach płytki bez przegrzania, z pojedynczymi i z licznymi przegrzaniami.

Przyczyna

- ❑ jak wyżej.



Rys. 14.9



Rys. 14.10

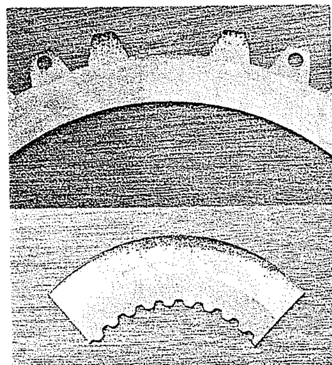
Wyżłobienia (rys. 14.10)

Oznaka

Wyżłobienia biegnące po średnicy. Na zdjęciach płytki bez wyżłobień, z lekkimi i z dużymi wyżłobieniami.

Przyczyny

- ❑ duża ilość startych cząstek albo ciała obce w oleju,
- ❑ twarde cząstki w okładzinie ciernej sąsiedniej płytki (szczególnie przy okładzinach spiekanych) albo wytarcie okładziny aż do warstwy nośnej.



Rys. 14.11

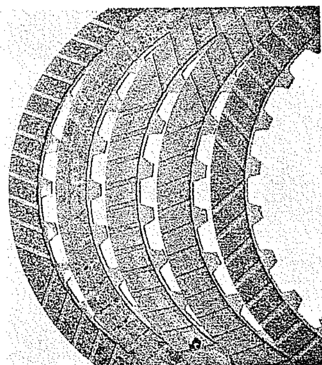
Korozja (rys. 14.11)

Oznaka

Częściowo skorodowana powierzchnia robocza (na ogół rozpoznawalna tylko po wżerach).

Przyczyny

- ❑ woda w oleju przekładniowym,
- ❑ skorodowanie płytki już przed montażem.



Rys. 14.12

Płytki z okładzinami ciernymi

Przebarwienia lub zwęglenia (rys. 14.12)

Oznaki

Nieznaczne, średnie albo silne przebarwienia lub ciemna do czarnej okładzina (zwęglenie). W krańcowych przypadkach bardzo duże zużycie okładziny.

Przyczyny

- ❑ przeciążenia termiczne,
- ❑ niedostateczne smarowanie.

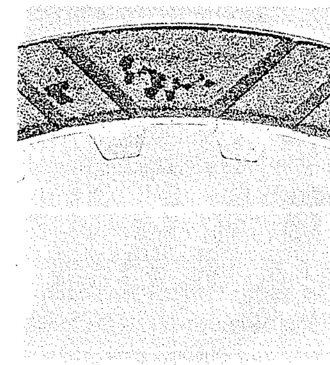
Wykruszenia (rys. 14.13)

Oznaki

Wżery i wykruszenia okładzin.

Przyczyny:

- ❑ zmęczenie okładzin,
- ❑ za duża siła docisku okładzin.



Rys. 14.13

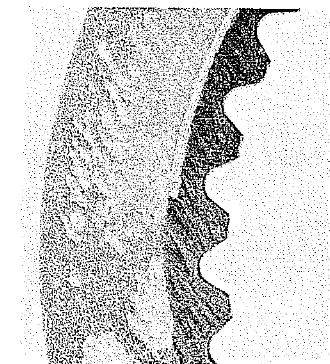
Rozpulchnienie okładzin (rys. 14.14)

Oznaka

Okładziny częściowo rozpulchnione. Pęcherze pod klejem w okolicy uzębienia płytki. W zaawansowanym stadium okładzina jest wybrzuszona i miękka; można ją oderwać od podłoża.

Przyczyny

- ❑ wady produkcyjne (okładzina albo klej niedostatecznie stwardniałe),
- ❑ obce substancje chemiczne w oleju (np. środek ochronny przeciw zamarzaniu).



Rys. 14.14

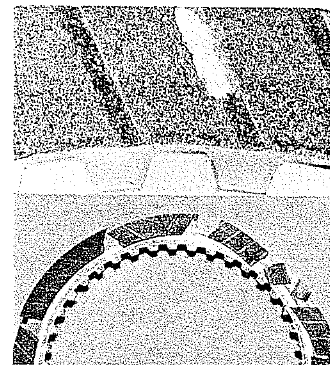
Odpadanie okładzin oraz powstawanie pęcherzy (rys. 14.15)

Oznaka

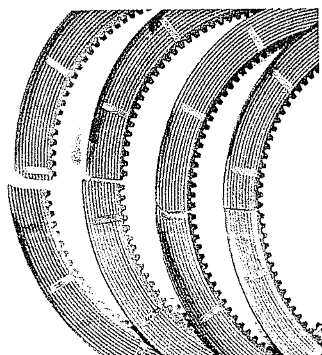
Pęcherze pod rowkami. Miejscowe odpadanie okładzin. Odsłonięte podłoże.

Przyczyna

- ❑ wady produkcyjne (niedokładne przyklejenie okładziny do podłoża),
- ❑ przyklejenie okładzin na skorodowaną blachę nośną.



Rys. 14.15



Rys. 14.16

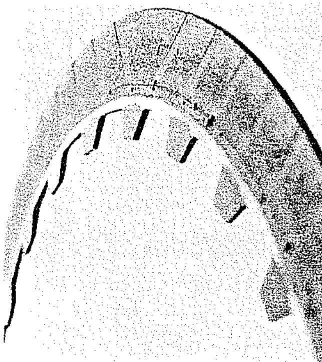
Pęknięcia i rysy na skutek drgań (rys. 14.16)

Oznaka

Rysy biegnące od podstawy zębów wewnętrznego wieńca zębatego. Płytka pęknięta nawet w kilku miejscach.

Przyczyna

- silne drgania wywołane poza skrzynką biegów, doprowadzające do powstania rys zmęczeniowych, które mogą spowodować pęknięcie płytki.



Rys. 14.17

Zdeformowanie elementów stalowych i okładzin

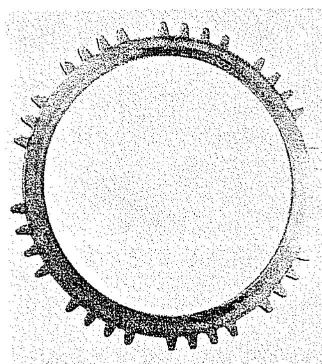
Wyoblenia (rys. 14.17)

Oznaka

Talerzowe promieniowe wyoblenie płytki.

Przyczyna

- nierównomierne wytwarzanie ciepła na kierunku promieniowym (niejednolita siła docisku) prowadzące do deformacji płytki.



Rys. 14.18

Owalizacja (rys. 14.18)

Oznaki

Owalny kształt płytek ze śladami zatarcia i przebarwieniami termicznymi; na płytkach zewnętrznych na wewnętrznej średnicy, a na płytkach wewnętrznych – na średnicy zewnętrznej.

Przyczyna

- przeciążenie termiczne.

14.4.2. Uszkodzenia pomp oleju

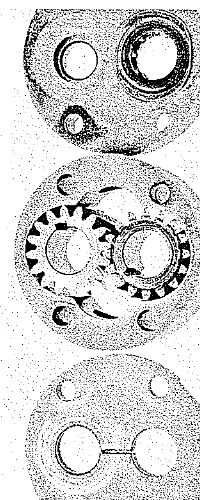
Różne uszkodzenia pomp oleju mają na ogół te same przyczyny:

- za niski poziom oleju albo za mały wydatek pompy (stąd wysoka temperatura i wżery w miejscach łożyskowania i na zębach pompy),
- niedopuszczalne warunki pracy pompy (zatkanie sitka, za wysokie podciśnienie ssania),
- zła jakość oleju (zabrudzony olej albo niezgodny ze specyfikacją).

Dla przykładu opisano trzy rodzaje pomp oraz oznaki i skutki uszkodzeń.

Pompa zębata (rys. 14.19)

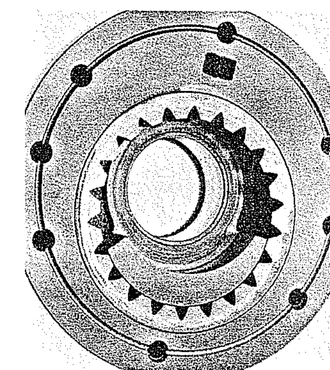
Dobrze widoczne rysy na czołowej powierzchni pompy. Rysy obejmujące całe zęby i pokrywę mogą powodować zatarcie, a nawet zablokowanie i zniszczenie pompy (przeciążenie napędu pompy).



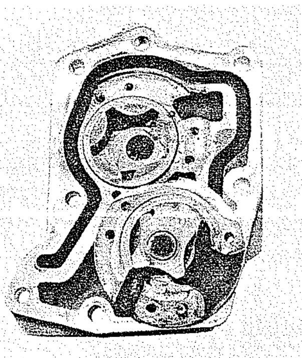
Rys. 14.19

Pompa o budowie sierpowej (rys. 14.20)

Okrężne rysy na czołowej powierzchni roboczej wirnika, spowodowane ciałami obcymi. Rysy mogą wystąpić także na kole pierścieniowym, obudowie, uzębieniu albo na sierpie i spowodować zatarcie pompy.



Rys. 14.20



Rys. 14.21

Pompa firmy Eaton (rys. 14.21)

W przedstawionym przypadku pompa została całkowicie zniszczona. Wirniki zespawały się z obudową. Zablokowanie pompy spowodowało ścięcie palca zabierakowego.

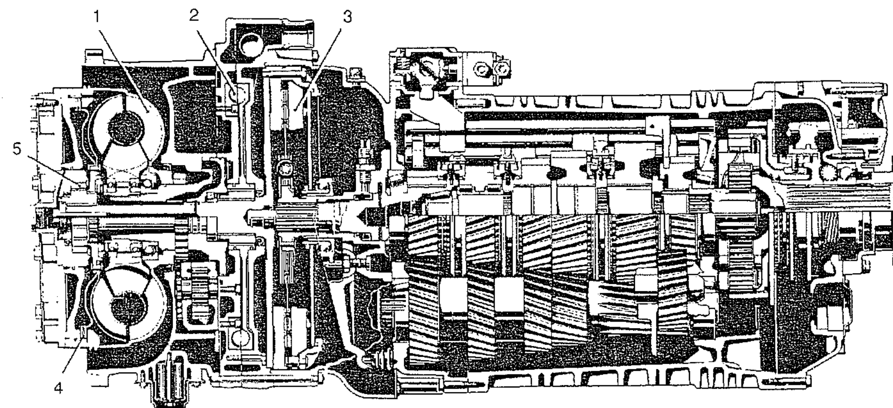
15. Półautomatyczne skrzynki biegów

15.1. Wiadomości ogólne

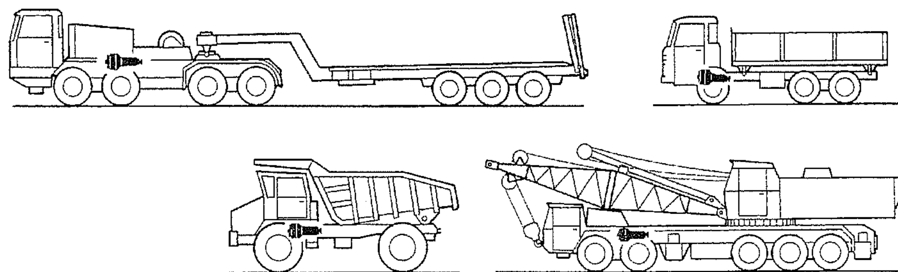
Półautomatyczne skrzynki biegów, nazywane także hydromechanicznymi, są połączeniem przekładni hydrokinetycznej (WSK) i konwencjonalnej mechanicznej skrzynki biegów (rys. 15.1). Najważniejszym efektem takiego połączenia jest zautomatyzowanie procesu ruszania samochodem z miejsca.

Półautomatyczne skrzynki biegów znajdują zastosowanie w ciężkich pojazdach specjalistycznych z silnikami o dużej mocy. Najważniejsze korzyści takiego rozwiązania:

- ogromne ułatwienie prowadzenia pojazdu dzięki łatwemu ruszaniu z miejsca; zastosowanie funkcji Kick-down zwalnia z konieczności licznych przełączeń biegów,
- ruszanie z miejsca, także w najcięższych warunkach, nie prowadzi do mechanicznego zużycia elementów skrzynki,



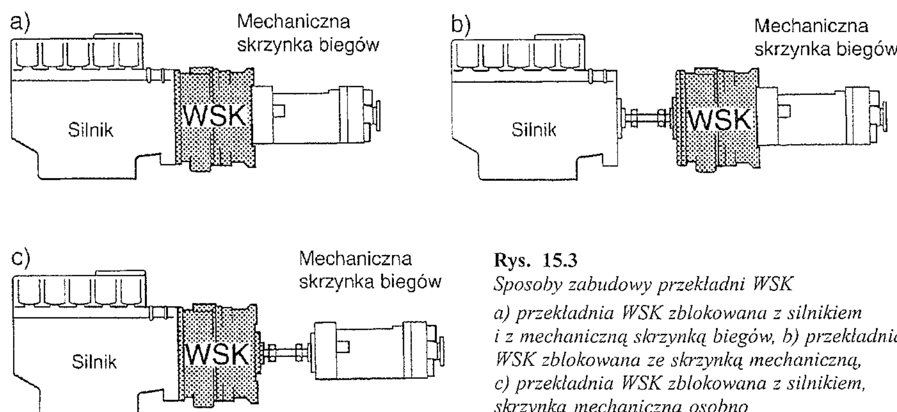
Rys. 15.1
Półautomatyczna skrzynka biegów ZF-Transmatic, będąca połączeniem przekładni hydrokinetycznej WSK 400 i mechanicznej skrzynki biegów ZF-Ecosplit 16 S 221
1 – przekładnia hydrokinetyczna, 2 – zwalniacz hydrodynamiczny, 3 – główne sprzęgło suche, 4 – sprzęgło blokujące przekładni hydrokinetycznej, 5 – sprzęgło jednokierunkowe (wolne koło)



Rys. 15.2
Przykłady pojazdów specjalistycznych, w których stosuje się hydromechaniczne skrzynki biegów

- płynne przeniesienie napędu chroni cały układ napędowy,
- wyposażenie przekładni hydrokinetycznej w sprzęgło jednokierunkowe (wolne koło) umożliwia hamowanie silnikiem; sprzęgło działa wg zasady zakleszczających się kulek; przy napędzie odwrotnym (przekładnia hydrokinetyczna odłączona) wolne koło łączy mechanicznie silnik ze skrzynką biegów; w takim położeniu jest również możliwe awaryjne uruchamianie pojazdu przez holowanie,
- zastosowanie automatycznie sterowanego sprzęgła blokującego w przekładni hydrokinetycznej pozwala na utrzymanie zużycia paliwa w rozsądnych granicach,
- zastosowanie zwartego w budowie zwalniacza hydrodynamicznego stwarza dodatkowe możliwości skrzynki biegów,
- umieszczone między przekładnią hydrokinetyczną a skrzynką zasadniczą suche sprzęgło rozłączalne nie jest używane podczas ruszania z miejsca, lecz tylko przy zmianie biegów.

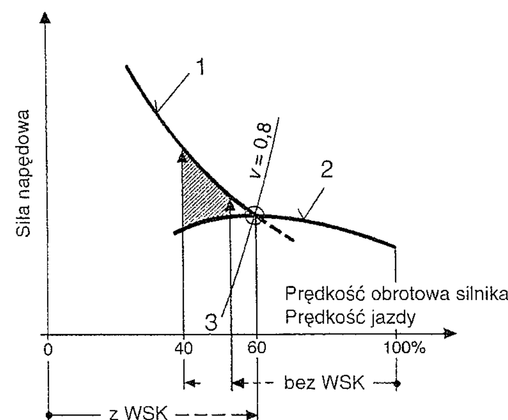
Przekładnia hydrokinetyczna WSK może być na kilka sposobów łączona z mechanicznymi skrzynkami biegów. W zależności od rodzaju i warunków, w jakich jest eksploatowany pojazd, koniecznej liczby biegów i wartości przełożeń są wybierane sposób zabudowy i mechaniczna skrzynka biegów (rys. 15.3).



Rys. 15.3
Sposoby zabudowy przekładni WSK
a) przekładnia WSK zblokowana z silnikiem i z mechaniczną skrzynką biegów, b) przekładnia WSK zblokowana ze skrzynką mechaniczną, c) przekładnia WSK zblokowana z silnikiem, skrzynka mechaniczna osobno

15.2. Funkcje przekładni hydrokinetycznej (WSK)

Przekładnia hydrokinetyczna (pozycja 1. na rys. 15.1) umożliwia, w zależności od chwilowego zapotrzebowania mocy, nawet 2,5-krotne zwiększenie momentu obrotowego silnika podczas ruszania z miejsca. Zadaniem zabudowanego przed WSK sprzęgła blokującego (pozycja 4. na rys. 15.1) jest ominięcie przekładni hydrokinetycznej, tzn. utworzenie mechanicznego połączenia silnika z konwencjonalną skrzynką biegów. Dzieje się to automatycznie przy z góry określonym stosunku prędkości obrotowych $n_{turbiny}/n_{silnika}$. Sprzęgło blokujące włącza się wtedy, kiedy zwiększony początkowo przez przekładnię hydrokinetyczną moment obrotowy silnika, w miarę rosnącej prędkości pojazdu, zmniejszy się do wartości zgodnej z charakterystyką silnika. Następuje to (w zależności od rodzaju silnika) przy prędkości obrotowej 1500 ÷ 1600 obr/min. W ten sposób udział przekładni hydrokinetycznej jest ograniczony do najbardziej ekonomicznego zakresu pracy silnika (rys. 15.4).



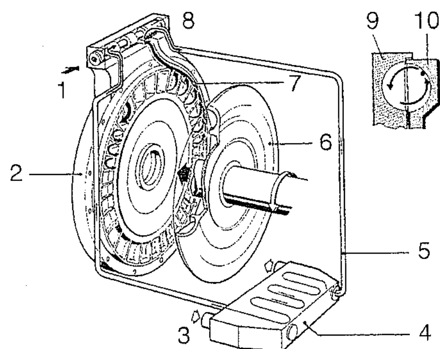
Rys. 15.4
Charakterystyka silnika i przekładni WSK. Jej udział jest ograniczony do najbardziej ekonomicznego zakresu pracy silnika
1 – charakterystyka przekładni hydrokinetycznej, 2 – charakterystyka silnika, 3 – funkcja kick-down

Sprzęgło blokujące zostaje ponownie wyłączone, kiedy zmniejszenie prędkości pojazdu spowoduje zmniejszenie wartości momentu obrotowego silnika o ok. 40% (przy prędkości obrotowej 900 ÷ 1100 obr/min).

Uruchamiana pedałem przyspieszenia funkcja kick-down pozwala na ingerencję w proces automatycznego sterowania sprzęgła blokującego i rozszerzenie zakresu pracy przekładni hydrokinetycznej.

Sprzęgło suche (pozycja 3. na rys. 15.1) jest używane wyłącznie do zmiany biegów. Przy stojącym pojeździe i ruszaniu z miejsca sprzęgło jest włączone. W celu zapobieżenia przeciążeniu sprzęgła zastosowano mechanizm zabezpieczający, który unieruchamia pedał przyspieszenia, jeżeli przy włączonym biegu sprzęgło blokujące przekładni hydrokinetycznej jest rozłączone.

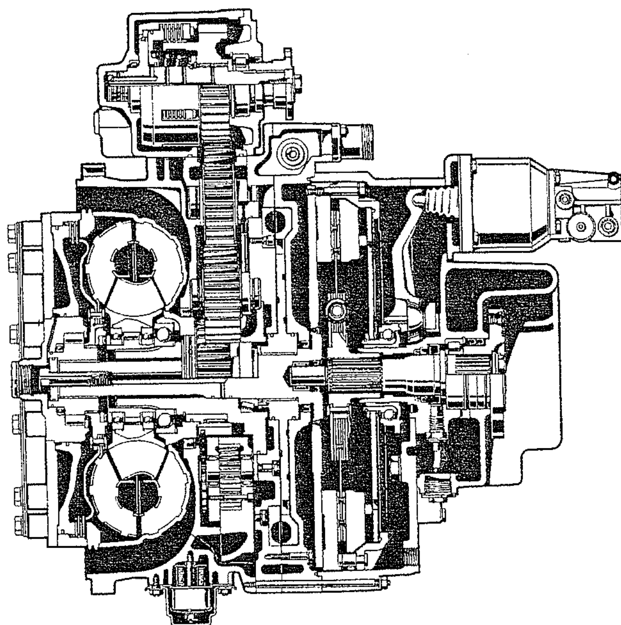
Wolne koło (pozycja 5. na rys. 15.1) umożliwia hamowanie silnikiem oraz uruchamianie pojazdu przez holowanie. Zwalniacz hydrodynamiczny (pozycja 2. na rys. 15.1) znajduje się między przekładnią hydrokinetyczną a sprzęgłem mechanicznym. Zwalniacz i przekładnia mają wspólny obieg oleju.



Rys. 15.5
Zasada działania zwalniacza hydrodynamicznego
1 – króciec wlotu powietrza sterującego, 2 – stojan, 3 – ciecz chłodząca, 4 – wymiennik ciepła, 5 – przewód oleju, 6 – wirnik, 7 – łopatki spiralne, 8 – urządzenie regulacyjne, 9 – stojan, 10 – wirnik

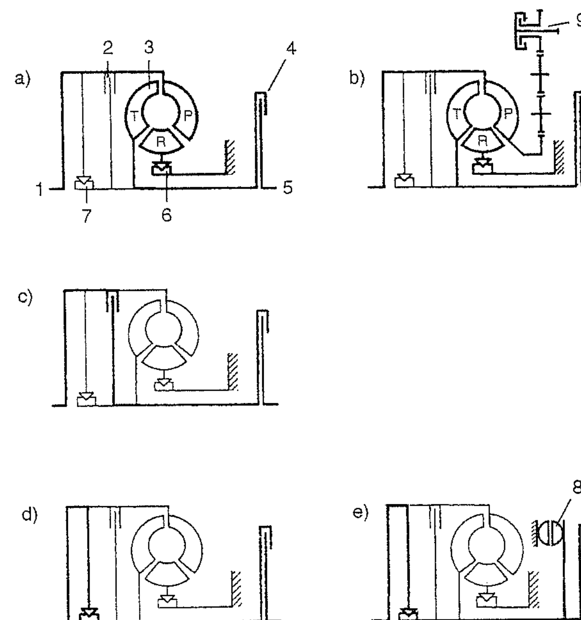
Efekt hamowania uzyskuje się przez napełnienie zwalniacza olejem. Obracający się wirnik przetłacza olej na łopatki nieruchomego stojana (rys.15.5). W stojanie następuje zmiana kierunku (zwolnienie) strumienia oleju, co z kolei powoduje zmniejszenie prędkości obrotowej wirnika, a tym samym zmniejszenie prędkości samochodu.

Efekt hamowania, czyli moment hamowania zwalniacza, zależy od stopnia napełnienia olejem oraz od aktualnie włączonego biegu. Wielkość strumienia oleju jest regulowana bezstopniowo zaworem sterującym. Przekładnia hydrokinetyczna może być wyposażona (oprócz zwalniacza) w przystawkę odbioru mocy zależną od silnika (rys.15.6). Przystawka jest zdolna do pracy zarówno w czasie jazdy, jak i na postoju.



Rys. 15.6
Przekładnia hydrokinetyczna ze zwalniaczem i przystawką odbioru mocy zależną od silnika (wersja do oddzielnej zabudowy jak na rys. 15.3c)

Schematy przepływu mocy w różnych fazach pracy WSK, z uwzględnieniem hamowania silnikiem i zwalniaczem, przedstawiono na rysunku 15.7.



Rys. 15.7
Fazy pracy przekładni hydrokinetycznej (WSK)
a) ruszanie z miejsca i jazda z udziałem WSK, b) ruszanie z miejsca i jazda z udziałem WSK i pracującą przystawką odbioru mocy, c) jazda z włączonym sprzęgłem blokującym, d) napęd odwrócony (hamowanie silnikiem albo holowanie), e) hamowanie silnikiem i zwalniaczem
1 – wejście napędu, 2 – sprzęgło blokujące, 3 – przekładnia hydrokinetyczna, 4 – sprzęgło suche, 5 – odbiór mocy, 6 – wolne koło przekładni, 7 – wolne koło napędu odwróconego, 8 – zwalniacz, 9 – przystawka odbioru mocy zależna od silnika (NMV), P – wirnik pompy, T – wirnik turbiny, R – kierownica

16. Zautomatyzowane skrzynki biegów samochodów osobowych

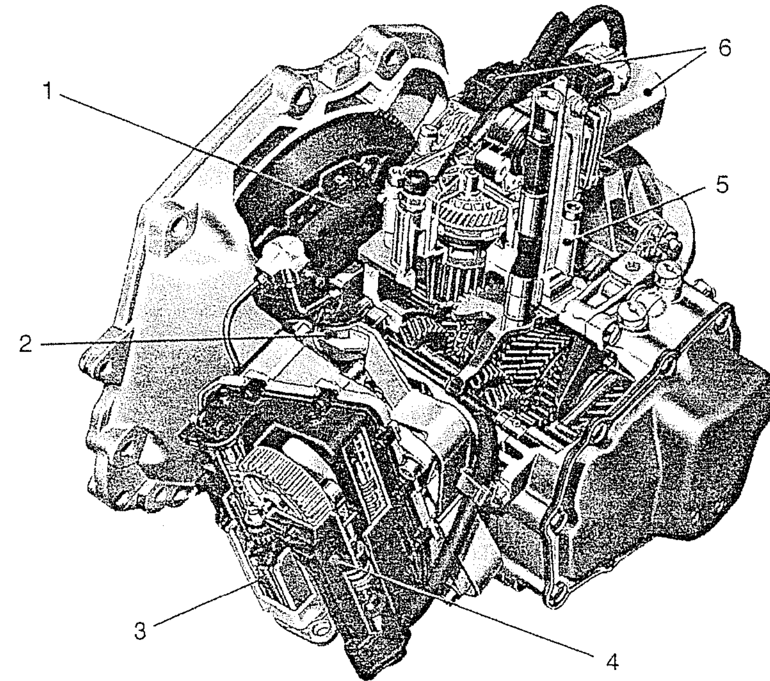
W ramach poprawy komfortu kierowania samochodem osobowym wielu producentów oferuje zautomatyzowane skrzynki biegów. Są przy tym zachowane duża sprawność, niewielka masa i koszty produkcji jak tradycyjnej mechanicznej skrzynki biegów. Zautomatyzowanie procesu zmiany biegów i brak pedału sprzęgła upraszczają kierowanie pojazdem. Kierowca może się lepiej koncentrować na obserwowaniu ruchu na drodze. Do wyboru jest tradycyjna dźwignia zmiany biegów w konsoli albo przełącznik uchylny w kierownicy (np. Alfa Selespeed jako Shift-by-wire). Skrzynka zautomatyzowana jest nieco cięższa od tradycyjnej, ale w stosunku do masy całkowitej samochodu różnica jest znikoma. Nie wzrasta zużycie paliwa. Stosuje się rozwiązania nazywane Add-on-System, to znaczy seryjna skrzynka biegów jest wzbogacana o dodatkowe moduły. Są to:

- ❑ nastawnik sprzęgła,
- ❑ nastawnik skrzynki biegów,
- ❑ mechanizm samoregulacji sprzęgła,
- ❑ urządzenie sterujące.

Stosuje się także sekwencyjne skrzynki biegów. Biegi są w nich włączane jak w motocyklu, tj. jeden po drugim (sekwencja). Tak zbudowane są skrzynki biegów BMW-SMG i Smart.

Skrzynki współpracują ze sprzęgłami SAC, które cechuje stała wartość siły wyłączającej przez cały okres eksportacji, także w miarę zużywania się poszczególnych elementów. Sprzęgła są sterowane hydraulicznie (np. BMW serii 3, Renault Twingo, VW Luppo) albo elektrycznie (Opel Easytronic, Mercedes klasy A, Smart). Poniżej opisano układ sterowania elektrycznego. Nastawnik sprzęgła składa się z urządzenia sterującego, silnika elektrycznego z przekładnią ślimakową i siłownika (rys. 16.1). Za pomocą czujnika drogi wyłączania urządzenie sterujące ustala położenie siłownika i steruje sprzęgłem w zależności od aktualnej wartości momentu obrotowego. Oznacza to, że sprzęgło rozłączy się tylko na tyle, żeby nastąpiła przerwa w przeniesieniu napędu w chwili włączania biegu. Pozwala to na bardzo szybkie przełączanie biegów. Dodatkowo istnieje adaptacyjna regulacja układu sterowania sprzęgła w miarę zużywania się jego elementów.

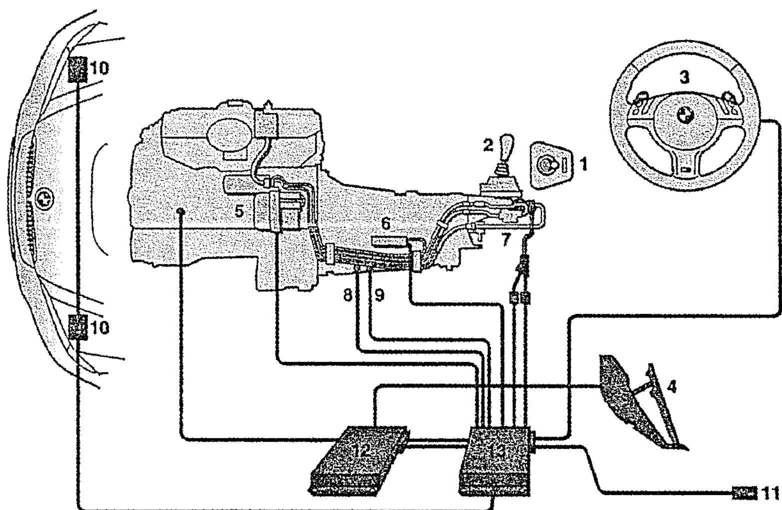
Nastawnik skrzynki biegów zawiera dwa silniki elektryczne: wyboru ścieżki zmiany biegów i włączania konkretnego biegu. W ten sposób można włączać biegi w do-



Rys. 16.1
Moduł sterowania Easytronic dla Opla Corsy (Źródło: Opel)
1 – sprzęgło z samoregulacją, 2 – wyprzęgnik sprzęgła, 3 – silnik nastawnika, 4 – nastawnik sprzęgła z urządzeniem sterującym, 5 – nastawnik skrzynki biegów, 6 – silniki nastawnika

wolnej kolejności. Synchronizacja i włączanie biegów przebiega bardzo płynnie, ponieważ napięte wstępnie sprężyny skracają czas włączania, chronią mechanizm zmiany biegów przed przeciążeniem i zapewniają stałą, dobrą jakość przełączania.

Skrzynka biegów działa następująco. Ze względów bezpieczeństwa uruchomienie silnika jest możliwe tylko przy wciśniętym pedale hamulca i po ustawieniu dźwigni wyboru biegów w pozycji „N". Jeżeli kierowca chce włączać biegi ręcznie, wybiera status przełączania w górę (na wyższy bieg) albo w dół (na niższy bieg) przechylając dźwignię w kierunku „Plus" albo „Minus". Nie ma przy tym potrzeby wciskania lub zwalniania pedału przyspieszenia. Podczas zmiany biegu urządzenie sterujące skrzynki biegów automatycznie przerywa przyspieszanie samochodu, wysyłając magistralą CAN sygnał do urządzenia sterującego silnika. Jeżeli kierowca przesunie dźwignię zmiany biegów w górę (wyższy bieg), urządzenie sterujące silnika dopasuje prędkość obrotową silnika do wartości przyporządkowanej wybranemu biegowi. Silnik elektryczny nastawnika sprzęgła otrzymuje sygnał prądowy. Czujnik drogi wyciskania nastawnika wysyła informację do urządzenia sterującego skrzynki biegów. Po przerwaniu łańcucha przeniesienia napędu jeden silnik nastawnika skrzynki biegów wybiera



Rys. 16.2
Moduł sterowania SMG II firmy BMW (Źródło: MOT)
1 – DRIVELOGIC Control, 2 – czujniki dźwigni wyboru biegów, 3 – dźwigienki przełączające, 4 – podzespół pedału przyspieszenia, 5 – czujniki ciśnienia i temperatury w urządzeniu hydraulicznym, 6 – czujnik statusu sprzęgła, 7 – czujnik rozpoznania biegu, 8 – czujnik wejściowej prędkości obrotowej skrzynki biegów, 9 – czujnik temperatury oleju skrzynki biegów, 10 – zestyki kontrolne pokrywy komory silnika, 11 – czujnik przyspieszenia wzdłużnego, 12 – urządzenie sterujące silnika, 13 – urządzenie sterujące modułu SMG II

ścieżkę zmiany biegów, a drugi silnik włącza konkretny bieg. Zostaje także włączone sprzęgło (rys. 16.2).

Jeżeli kierowca wybierze opcję automatyczną, urządzenie sterujące przejmuje zadanie zmiany biegów. Dzięki połączeniu wszystkich układów sterowania i regulacji samochodu w sieć, aktywne są także pozostałe funkcje, jak np.: zabezpieczenie przed toczeniem się pojazdu do tyłu na podjeździe, regulacja parametrów dynamiki jazdy za pomocą czujników przyspieszenia wzdłużnego i poprzecznego w razie zagrożenia poślizgiem, redukowanie biegów przed wejściem w zakręt, opóźnianie albo przyspieszanie hamowania. Ze względów bezpieczeństwa nie jest możliwe włączenie biegu przy otwartej pokrywie przedziału silnika. Po wyłączeniu zapłonu automatycznie włącza się sprzęgło. Uniemożliwia to toczenie się samochodu z pochyłości przy włączonym biegu. Omawiane tu skrzynki biegów są wyposażone w układ samodiagnozujący. Usterki są sygnalizowane zapaleniem lampki kontrolnej na tablicy rozdzielczej.

17. Zautomatyzowane skrzynki biegów samochodów użytkowych

17.1. Wiadomości ogólne

W autobusach dalekobieżnych prawie wcale nie stosuje się automatycznych skrzynek biegów, z powodu zwiększonego zużycia paliwa. Nie przyjęły się nawet pomocnicze układy automatycznego wybierania biegów firmy ZF, przeznaczone do tradycyjnych mechanicznych skrzynek biegów. Natomiast w autobusach miejskich dość powszechnie montuje się automatyczne skrzynki biegów, np. ZF-Ecomat, głównie dlatego, że ich cztery lub pięć biegów jest dostosowanych do zakresu prędkości w ruchu miejskim. Zautomatyzowane skrzynki biegów Bus-AS-Tronic umożliwiają utrzymanie się w granicach zużycia paliwa zbliżonych do ekonomicznie obsługiwanych skrzynek mechanicznych oraz wydłużenie okresu żywotności sprzęgieł (Iveco gwarantuje na swoje sprzęgło AS-Tronic przebieg do 800 000 km). Skrzynka biegów, sprzęgło, nastawnik, elektroniczne urządzenie sterujące skrzynki i zwalniacz są umieszczone we wspólnej aluminiowej obudowie. Biegi w niesynchronizowanej skrzynce zasadniczej są przełączane sprzęgłami kłowymi. Są natomiast synchronizowane zespoły zmiany zakresu i rozpiętości przełożeń. Zmianę biegów obsługuje układ sterowania z własnym modułem elektronicznym i sterowanymi pneumatycznie siłownikami. Po wybraniu opcji automatycznej biegi są przełączane samoczynnie, głównie w zależności od aktualnie rozwijanej mocy silnika. W celu ruszenia z miejsca moduł elektroniczny włącza jeden z czterech biegów, tylko do tego przeznaczonych; kierowca może jednak włączyć inny bieg za pomocą dźwigni wyboru biegów. Konieczne do zmiany biegów dwukrotne wyłączenie sprzęgła i zwiększenie prędkości obrotowej silnika („przegazówka") są realizowane automatycznie poprzez wymianę danych z urządzeniem sterującym silnika.

Zautomatyzowana synchronizowana czternastobiegowa skrzynka biegów Geartronic firmy Volvo, o budowie podobnej do skrzynek stosowanych w samochodach osobowych, jest przystosowana do wejściowego momentu obrotowego do 2500 N·m.

Oprócz ułatwionej obsługi i zwiększenia komfortu jazdy układy zautomatyzowanego sterowania skrzynek biegów mają także inne zalety:

- w zakresie montażu:
  - ułatwione sposoby zabudowy w samochodzie i prosta instalacja, dzięki centralnemu okablowaniu,

- brak skomplikowanych i kosztownych wodzików i przesuwek, jak np. w samochodach ciężarowych z odchylaną kabiną albo w autobusach;

❑ w zakresie bezpieczeństwa:
- szybkie i precyzyjne odnajdywanie właściwego biegu dzięki zrezygnowaniu ze ścieżek wyboru biegów,
- uniemożliwienie błędnej zmiany biegu, a tym samym zabezpieczenie silnika przed nadmierną prędkością obrotową.

Poniżej opisano budowę i działanie dwóch dość powszechnie stosowanych układów sterowania skrzynek biegów:

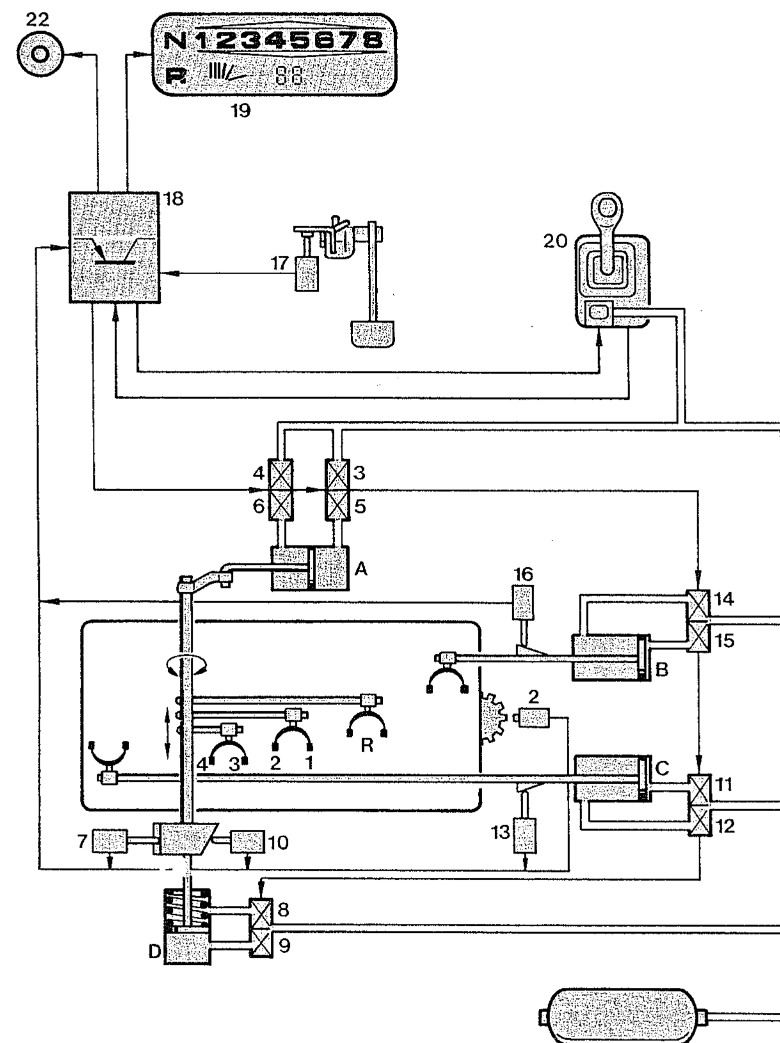
❑ elektroniczno-pneumatycznego układu EPS firmy MB i
❑ zautomatyzowanego układu preselekcyjnego AVS firmy ZF.

17.2. Elektroniczno-pneumatyczny układ sterowania EPS

EPS jest tzw. krokowym układem sterowania. Jak pokazano na rysunku 17.1, polecenie przełączenia biegu, wychodzące z modułu dźwigni wyboru biegów (20) trafia poprzez elektroniczne urządzenie sterujące (18) do poszczególnych zaworów elektromagnetycznych na siłownikach: włączania biegów, zmiany zakresu i rozpiętości przełożeń oraz wyboru ścieżki (od A do D). Informacja wizualna o włączonym biegu ukazuje się na wyświetlaczu (19).

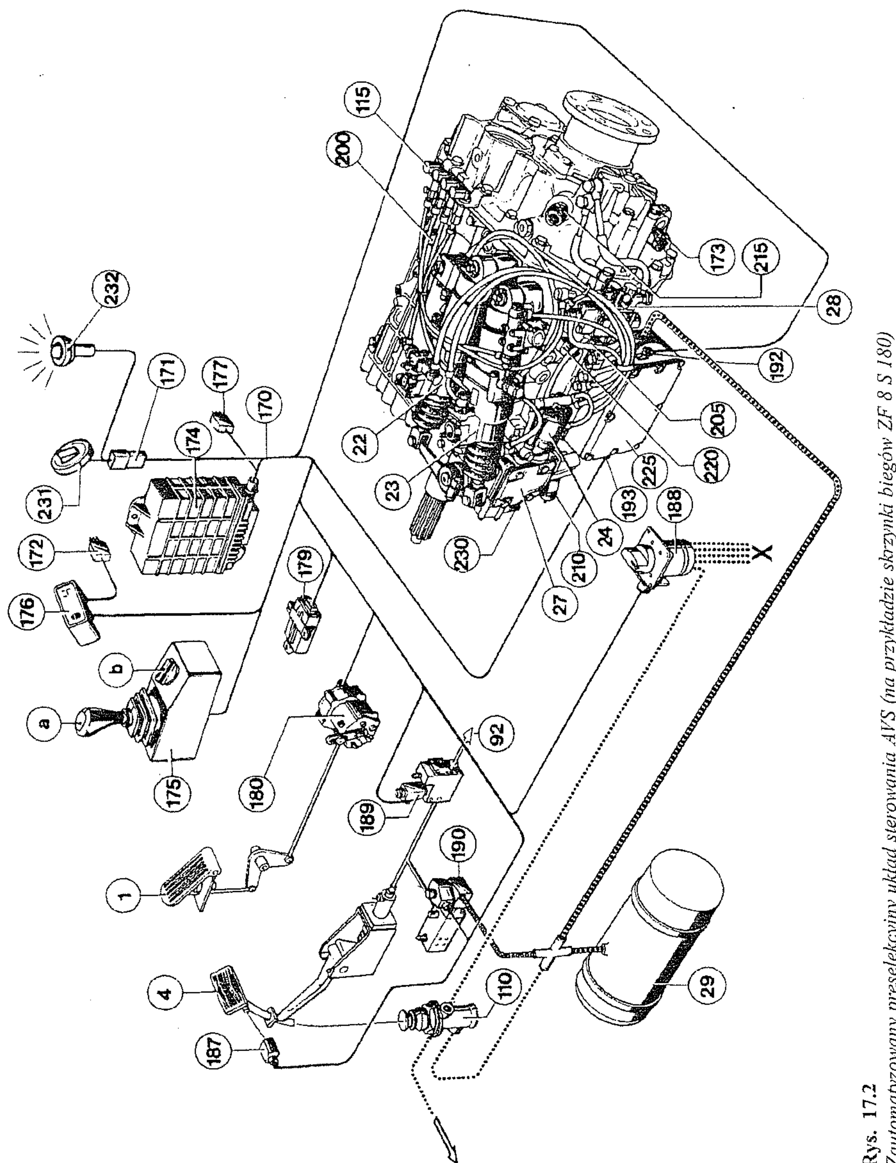
Do sterowania i zabezpieczenia układu EPS służą liczne czujniki. Na podstawie ich sygnałów jest ustalane położenie siłowników, status sprzęgła oraz prędkość obrotowa na wyjściu ze skrzynki biegów. Sygnały z wszystkich czujników są przetwarzane w elektronicznym urządzeniu sterującym. Dopiero po otrzymaniu sygnału „sprzęgło wyłączone" (z czujnika 17) są aktywowane zawory elektromagnetyczne zwalniające dopływ sprężonego powietrza do odpowiedniego siłownika. Elektroniczne urządzenie sterujące nie dopuszcza do błędnego włączenia biegu, powodującego nadmierną prędkość obrotową silnika.

Na wyświetlaczu ukazują się informacje o aktualnie włączonym biegu oraz o pojawieniu się usterki systemowej. Każdej z możliwych usterek jest przyporządkowany określony kod cyfrowy. Znakomicie ułatwia to zidentyfikowanie usterki. Pamięć kodów usterek może być odczytana za pomocą testera.



Rys. 17.1
Schemat elektroniczno-pneumatycznego układu sterowania EPS
A – trójstronny siłownik; położenia: neutralne, dla biegów parzystych i dla nieparzystych; B – dwustronny siłownik zmiany zakresu przełożeń. Zakres wolny: biegi 1–4, zakres szybki: biegi 5–8; C – dwustronny siłownik zmiany rozpiętości przełożeń; D – trójstronny siłownik wyboru ścieżki zmiany biegów; ścieżki dla 1. i 2. oraz 5. i 6. biegu są ustalane sprężyną, a ścieżki dla wstecznego biegu, 3. i 4. oraz 7. i 8. – pneumatycznie

2 – czujnik prędkości obrotowej na wyjściu ze skrzynki, 3 – MUB, zawór elektromagnetyczny dla biegów nieparzystych 1, 3, 5, 7, steruje napowietrzeniem siłownika, 4 – MGB, zawór elektromagnetyczny dla biegów parzystych 2, 4, 6, 8 i R (bieg wsteczny), steruje napowietrzeniem siłownika, 5 – MUE, zawór elektromagnetyczny dla biegów nieparzystych 1, 3, 5, 7, steruje odpowietrzeniem siłownika, 6 – MGE, zawór elektromagnetyczny dla biegów parzystych 2, 4, 5, 8 i R, steruje odpowietrzeniem siłownika, 7 – SGG, czujnik położenia neutralnego i biegów parzystych i nieparzystych, 8 – MG2, zawór elektromagnetyczny ścieżek 3. i 4. albo 7. i 8. biegu, 9 – MG1, zawór elektromagnetyczny ścieżki biegu wstecznego, 10 – SGE, czujnik ścieżek biegów 1 i 2, wstecznego, 3. i 4, 11 – MS1, zawór elektromagnetyczny zmiany rozpiętości przełożeń i = wolna, 12 – MS2, zawór elektromagnetyczny zmiany rozpiętości przełożeń i = szybka, 13 – SSP, czujnik zmiany rozpiętości przełożeń, 14 – MR2, zawór elektromagnetyczny zmiany zakresu przełożeń, biegi 5 do 8, 15 – MR1, zawór elektromagnetyczny zmiany zakresu przełożeń, biegi 1 do 4, 16 – SRA czujnik zmiany zakresu przełożeń, 17 – SKU, czujnik sprzęgła, 18 – elektroniczne urządzenie sterujące, 19 – wyświetlacz ze wskazaniami aktualnego biegu, lampką ostrzegawczą i kodem usterki, 20 – moduł dźwigni wyboru biegów z przełącznikami zmiany rozpiętości i zakresu przełożeń oraz przełącznikiem awaryjnym, 22 – brzęczyk ostrzegawczy



Rys. 17.2
Zautomatyzowany preselekcyjny układ sterowania AVS (na przykładzie skrzynki biegów ZF 8 S 180)

17.3. Zautomatyzowany preselekcyjny układ sterowania AVS

Układ AVS proponuje kierowcy włączenie biegu najkorzystniejszego z punktu widzenia aktualnych warunków jazdy i najmniejszego zużycia paliwa. Każda propozycja zmiany biegu na wyższy albo na niższy jest sygnalizowana na wyświetlaczu. Można ją jednak zrealizować dopiero po wyłączeniu sprzęgła. Kierowca ocenia, czy proponowany bieg odpowiada sytuacji na drodze (wyprzedzanie, jazda pod górę albo z góry) i decyduje, czy i kiedy włączy ten bieg. Może także włączyć bieg inny niż zalecany.

Budowę układu AVS pokazano na rysunku 17.2. W skład modułu dźwigni zmiany biegów (175) wchodzi dźwignia uchylna (a) i pokrętło (b) służące do wybory zakresu jazdy: „D" – jazda do przodu, „N" – położenie neutralne oraz „R" – bieg wsteczny.

Dźwignią uchylną można korygować automatyczny wybór biegów. Odchylenie dźwigni w kierunku „+" powoduje zmianę biegu na wyższy, a w kierunku „–" na niższy. Odchylając dźwignię w lewo można wybrać położenie neutralne „N". Automatycznym wyborem biegu steruje urządzenie elektroniczne przetwarzające sygnały czujników prędkości obrotowej na wejściu do skrzynki (200) i na wyjściu (215) oraz czujnika obciążenia (180). Zalecany bieg jest sygnalizowany na wyświetlaczu (176). Także informacja o wybranym i włączonym biegu ukazuje się na wyświetlaczu.

Przełączenie biegu w układzie sterowania AVS odbywa się następująco. Po wybraniu biegu przez elektroniczne urządzenie sterujące albo przez kierowcę jest aktywowany elektrycznie odpowiedni zawór elektromagnetyczny w bloku zaworów (225). Wciśnięcie pedału sprzęgła (4) uruchamia umieszczony na nim zestyk (187), który generuje sygnał uruchamiający proces zamiany biegu. Zawór elektromagnetyczny otwiera dopływ sprężonego powietrza do właściwego siłownika (22, 23, 24).

Zawór elektromagnetyczny (189) nie dopuszcza do włączenia sprzęgła dopóki nie zakończy się procedura zmiany biegu. Kierowca jest o tym informowany w postaci lekkiego uderzenia na pedale sprzęgła, wywołanego przez czujnik ciśnieniowy (190).

Objaśnienia do rys. 17.2

1 – pedał przyspieszenia, 4 – pedał sprzęgła, 22 – siłownik włączania biegów 1/2 i 5/6, 23 – siłownik włączania biegów 3/4 i 7/8, 24 – siłownik włączania biegu wstecznego, 27 – nastawnik, 28 – zawór sterujący zmiany zakresu przełożeń, 29 – zbiornik sprężonego powietrza, 110 – zawór awaryjnego włączania biegów, 115 – wlot sprężonego powietrza do awaryjnego włączania biegów, 170 – wiązka przewodów elektrycznych, 171 – wtyk zasilania elektrycznego 1, 172 – wtyk zasilania elektrycznego 2, 173 – czujnik prędkości obrotowej dla tachografu, 174 – elektroniczne urządzenie sterujące, 175 – moduł dźwigni zmiany biegów, 175a – dźwignia zmiany biegów, 175b – pokrętło przełączające, 176 – wyświetlacz, 177 – złącze diagnostyczne, 179 – elektroniczny wzmacniacz sygnałów, 180 – czujnik obciążenia, 187 – zestyk pedału sprzęgła, 188 – włącznik awaryjny, 189 – zawór elektromagnetyczny podtrzymujący rozłączenie sprzęgła, 190 – czujnik ciśnieniowy sygnalizujący włączenie biegu, 193 – złącze elektryczne bloku zaworów elektromagnetycznych, 200 – czujnik wejściowej prędkości obrotowej, 205 – włącznik sygnału „zespół zmiany zakresu przełożeń włączony", 210 – włącznik sygnału „bieg włączony", 215 – elektroniczny czujnik wyjściowej prędkości obrotowej, 220 – włącznik sygnału „bieg wsteczny włączony", 225 – blok zaworów elektromagnetycznych, 230 – włącznik sygnału „skrzynka biegów w położeniu neutralnym", 231 – włącznik awaryjnego programu jazdy, 232 – lampka ostrzegawcza zastępczego programu jazdy, X – złącza przewodów sprężonego powietrza do centralnego przyłącza albo do złącza awaryjnego (115)

Układ AVS jest zabezpieczony przed awarią elektronicznych elementów sterowania, a nawet przed awarią pokładowej instalacji elektrycznej. W razie usterki elektronicznego urządzenia sterującego (174) jest realizowany awaryjny program jazdy. Można go aktywować przełącznikiem (231). Zapali się wówczas lampka kontrolna (232). Za pomocą dźwigni (175a) biegi są przełączane ręcznie z pominięciem wszystkich czujników elektronicznych.

Nawet w przypadku awarii elektrycznej instalacji pokładowej pozostają jeszcze dostępne dwa biegi w przód i bieg wsteczny, włączane wyłącznie pneumatycznie. Zawór awaryjny (110) gwarantuje, że sprężone powietrze jest doprowadzane do siłowników tylko przy wciśniętym pedale sprzęgła.

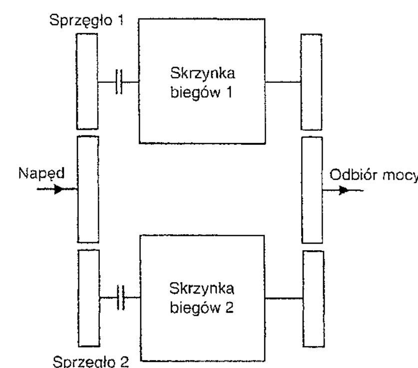
Także w układzie sterowania AVS kody usterek są sygnalizowane na wyświetlaczu i mogą być poprzez złącze diagnostyczne (177) odczytywane za pomocą specjalnego testera.

18. Dwusprzęgłowe skrzynki biegów

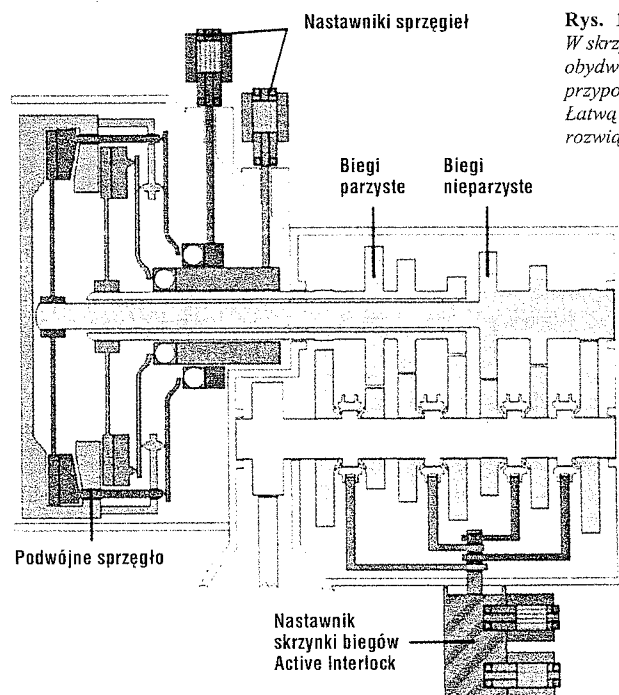
Dwusprzęgłowe skrzynki biegów łączą w sobie zalety skrzynek mechanicznych i automatycznych. Skrzynka składa się z dwóch części ze wspólnym wałkiem pośrednim. Jedna z nich obsługuje biegi parzyste, a druga nieparzyste (rys. 18.1). Od strony silnika przed każdą częścią skrzynki znajduje się odrębne sprzęgło, uczestniczące w zmianie biegów. Skrzynka ma wspólny wałek główny (odbioru mocy). Włączanie biegu następuje w tej części skrzynki, która aktualnie nie przenosi momentu obrotowego. Obydwie części są synchronizowane. Volkswagen jako pierwsza firma wyposażył swój seryjny samochód w dwusprzęgłową skrzynkę biegów. Ich największa zaleta to przełączanie biegów bez przerwy w przenoszeniu napędu.

W jednej części skrzynki znajdują się koła zębate biegów parzystych, w drugiej – biegów nieparzystych. Wałki sprzęgłowe obydwu części skrzynki są umieszczone jeden w drugim. Zewnętrznemu drążonemu wałkowi przyporządkowano biegi 2, 4 i 6, a pełnemu wałkowi wewnętrznemu – biegi 1, 3 i 5. Włączenie jednego ze sprzęgieł umożliwia przeniesienie momentu obrotowego do przyporządkowanej mu części skrzynki biegów. Druga część skrzynki pracuje w tym czasie bez obciążenia i to tam następuje zmiana biegu. Najbliższy aktualnego wyższy albo niższy bieg może być włączony automatycznie lub ręcznie (rys. 18.1).

W celu zaoszczędzenia miejsca i zwartości budowy skrzynki, koła zębate i synchronizatory rozdzielono na dwa wałki odbioru mocy. Natychmiast po włączeniu 1. biegu jest



Rys. 18.1
Zasada działania skrzynki biegów z dwoma sprzęgłami



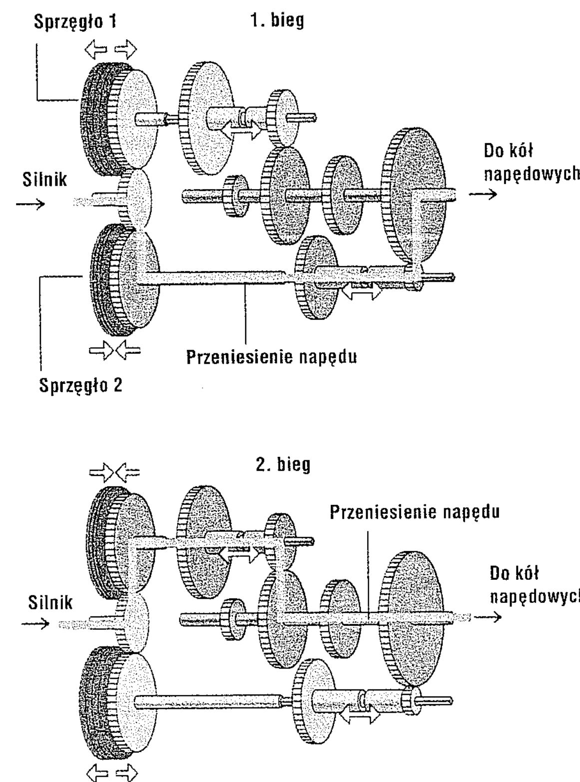
Rys. 18.2
W skrzynce biegów z dwoma sprzęgłami obydwu grupom biegów jest przyporządkowane osobne sprzęgło. Łatwą zmianę biegów umożliwia rozwiązanie firmy Luk – Active Interlock

wstępnie wybierany 2. bieg. Jego efektywne włączenie wymaga tylko przełączenia skrzynki z części pierwszej na drugą. Dzięki elektronicznemu sterowaniu trwa to zaledwie 300 do 400 milisekund.

Sterowane przekrycie momentu obrotowego zabezpiecza przed powstaniem przerwy w przenoszeniu napędu podczas przyspieszania samochodu. Oznacza to, że w takim samym stopniu, w jakim zmniejsza się wartość momentu obrotowego przenoszonego przez sprzęgło 1. rośnie jego wartość na sprzęgle 2. Dokładnie rzecz biorąc, przez ułamek sekundy są włączone dwa biegi. Aby to osiągnąć, konieczne było opracowanie bardzo złożonych algorytmów i zastosowanie wydajnych procesorów. Umieszczony w module DSG procesor radzi sobie z ekstremalnym przypadkiem przełączenia z biegu 6. na 2. w ciągu 0,9 sekundy.

W skrzynce zastosowano mokre sprzęgła wielopłytkowe, spotykane powszechnie w automatycznych skrzynkach biegów. Zaletą takiego rozwiązania jest rozdzielenie strumienia mocy na wiele umieszczonych w oleju płytek. Ich ściskanie zapewnia płynniejsze i lepsze włączanie sprzęgła. Nacisk na płytki o wartości zaledwie 1 MPa pozwala na uzyskanie momentu tarcia o wartości 70 kW. Powstająca przy tym znaczna ilość ciepła może być odprowadzona tylko za pośrednictwem oleju, chłodzonego w odrębnej chłodnicy.

Hydrauliczne sterowanie zawsze powoduje określone straty poślizgu. Odnosi się to także do mokrych sprzęgieł wielopłytkowych, dlatego też do mniejszych samochodów przygotowuje się rozwiązanie ze sprzęgłami suchymi.



Rys. 18.3
Przełączanie biegów w skrzynce z dwoma sprzęgłami, firmy VW. Sprzęgło 1. i pierwszy bieg są włączone w celu ruszenia z miejsca: zaznaczony na ciemnoszaro łańcuch przepływu mocy jest aktywny, drugi bieg (jasnoszaro) jest wstępnie wybrany. Podczas jazdy na drugim biegu tuleja włączająca utrzymuje już trzeci bieg w gotowości. (Źródło: VW)

Dwusprzęgłowe skrzynki biegów już przed wieloma laty testowano w samochodach wyścigowych. Biegi można przełączać ręcznie albo wybrać modus automatycznej zmiany.

Dwusprzęgłowe skrzynki biegów, nazywane także skrzynkami bezpośrednimi, łączą w sobie zalety mechanicznych i automatycznych skrzynek biegów. Bezpośrednie połączenie skrzynki z silnikiem pozwala na oszczędności paliwa oraz daje radość sportowej jazdy. Zmiana biegów bez szarpnięć i bez przerywania napędu to także najwyższy komfort jazdy.

19. Napęd wszystkich kół w samochodach osobowych

Samochody o napędzie wszystkich kół są coraz częściej i chętniej kupowane. Nie bez znaczenia jest przy tym fakt, że znacznie korzystniej zachowują się podczas jazdy, z czego także wynika istotna poprawa bezpieczeństwa. Omal we wszystkich warunkach eksploatacyjnych i pogodowych (nieutwardzone drogi, śnieg, gołoledź) rozdzielenie siły napędowej na wszystkie cztery koła zdecydowanie zwiększa możliwości trakcyjne samochodu. Można także holować przyczepy o większej masie.

Napędzanie wszystkich czterech kół wymaga dodatkowo zastosowania skrzynki rozdzielczej. Może być ona, zależnie od rodzaju pojazdu, skonstruowana dla stałego albo odłączalnego napędu wszystkich kół i montowana w różnych miejscach w samochodzie (porównaj rysunki 12.42 a–d).

19.1. Odłączalny napęd wszystkich kół

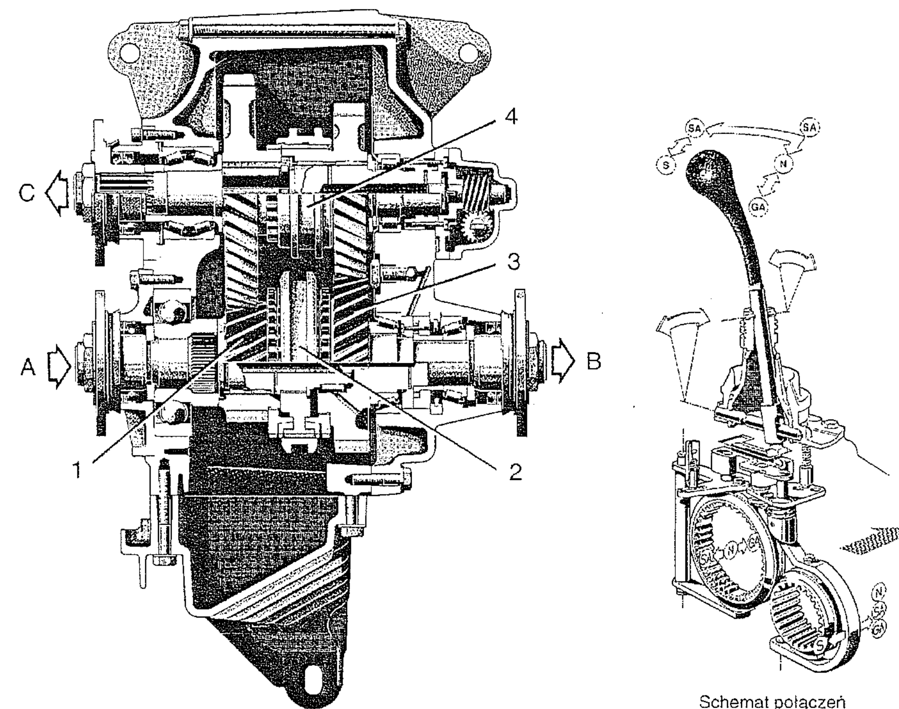
W odłączalny napęd wszystkich kół są wyposażane samochody nie tyle przeznaczone, co dostosowane do jazdy w terenie (np. Mercedes-Benz 250 GD 4x4 lub Opel Frontera, a także samochody typu Pickup, np. – Opel Combo, VW Taro). We wszystkich tych samochodach zespoły napędowe rozmieszczono jak na rysunku 12.42a.

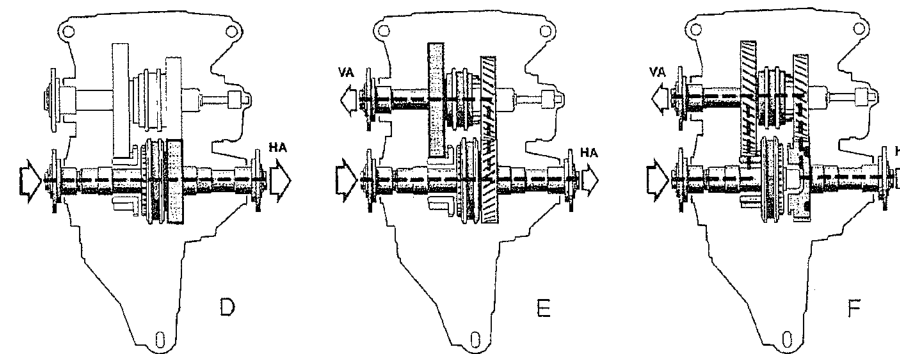
Przy takim rozwiązaniu napędu stosuje się skrzynki rozdzielcze dwubiegowe z biegiem do jazdy terenowej i szosowej oraz osobnym mechanizmem włączania napędu kół przednich. Skrzynka rozdzielcza ma trzy funkcje:

- bieg szosowy z napędem tylko kół tylnych,
- bieg szosowy z napędem kół tylnych i przednich,
- bieg terenowy z napędem kół tylnych i przednich.

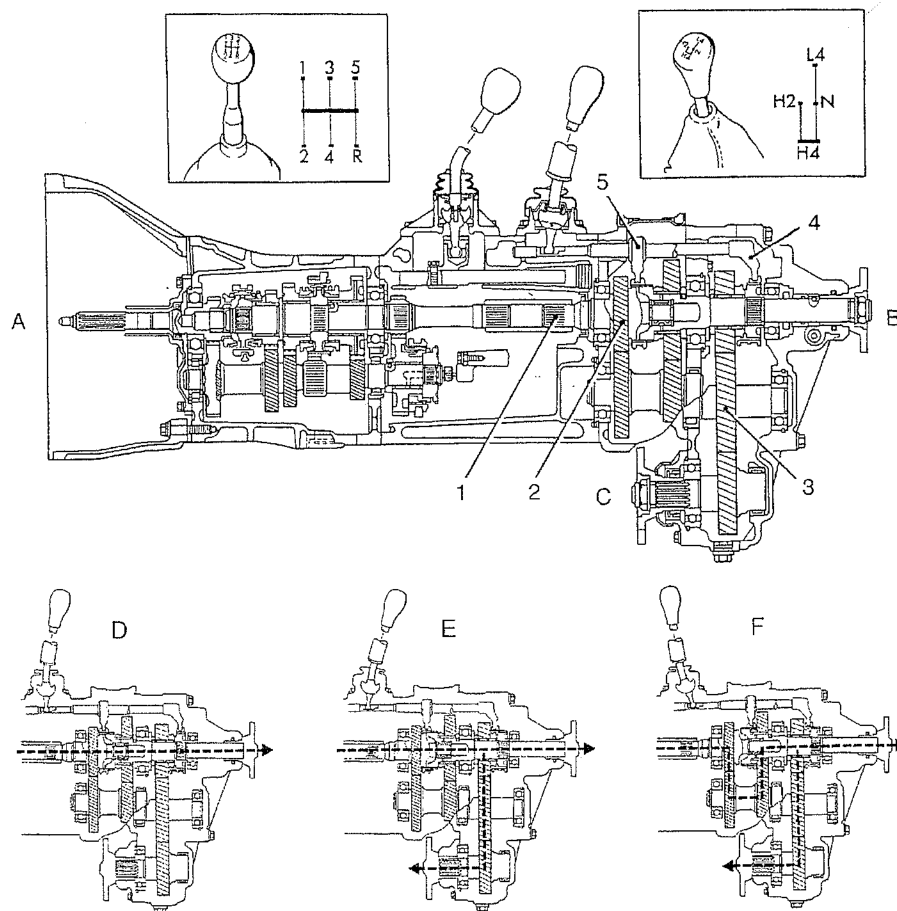
Zadaniem skrzynki rozdzielczej jest *podział momentu* obrotowego odebranego ze skrzynki biegów *pomiędzy oś przednią i tylną*.

Ponieważ skrzynki rozdzielcze z odłączalnym napędem wszystkich kół nie mają mechanizmu różnicowego, podział momentu obrotowego pomiędzy oś przednią i tylną następuje w stosunku 1 : 1, czyli po połowie, sztywno, bez możliwości różnicowania. Na rysunkach 19.1 i 19.2 przedstawiono dwa rozwiązania skrzynek rozdzielczych. Na pierwszym z nich jest widoczna skrzynka rozdzielcza Mercedes-Benz VG 080 do montażu poza skrzynką biegów. Włączanie napędu osi przedniej następuje na wałku pośrednim i może być dokonane tylko przy stojącym lub swobodnie przetaczają-





Rys. 19.1
Skrzynka rozdzielcza Mercedes-Benz VG 080 (Źródło: DaimlerChrysler)
A – napęd ze skrzynki biegów, B – wyjście napędu na tylną oś, C – wyjście napędu na przednią oś, 1 – koło napędzające biegu terenowego, 2 – tuleja przełączająca biegi szosowy/terenowy, 3 – koło napędzające biegu szosowego, 4 – tuleje włączającą, napęd przedniej osi, jazda do przodu
Przeniesienie napędu
D – położenie biegu szosowego S (napęd tylko tylnej osi), E – położenie biegu szosowego, SA (napęd wszystkich kół), F – położenie biegu terenowego, GA (napęd wszystkich kół)



Rys. 19.2
Skrzynka biegów samochodu VW Taro z napędem wszystkich kół
A – wejście napędu, B – wyjście napędu tylnej osi, C – wyjście napędu przedniej osi, 1 – wał napędowy skrzynki rozdzielczej, 2 – koło napędzające biegu terenowego, 3 – przekładnia zębata napędu przedniej osi, 4 – widełki włączające napęd przedniej osi, 5 – widełki przełączające biegu szosowego/terenowego
Przeniesienie napędu
D – położenie biegu szosowego H2 (napęd tylko tylnej osi), E – położenie biegu szosowego H4 (napęd wszystkich kół), F – położenie biegu terenowego L4 (napęd wszystkich kół)

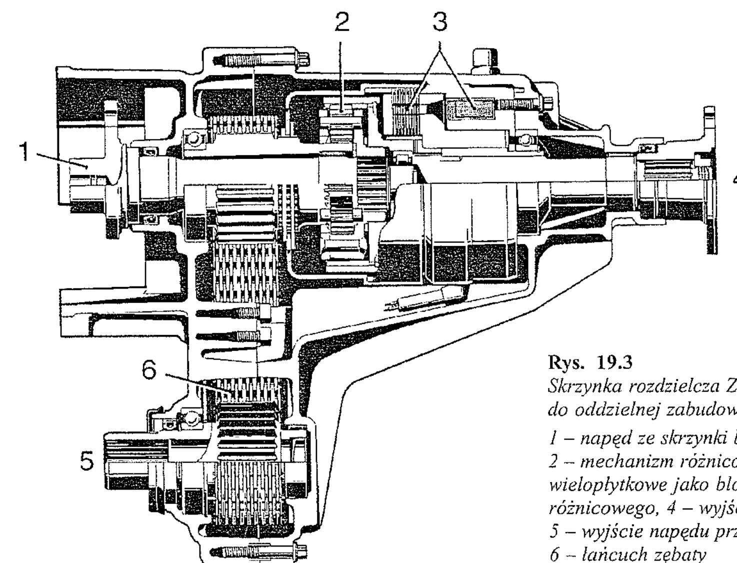
cym się samochodzie. Natomiast przełączanie z biegu szosowego na terenowy może następować także w czasie jazdy.

Skrzynka rozdzielcza z rysunku 19.2 jest mocowana do kołnierza skrzynki biegów. W tym wariancie jest potrzebny znacznie większy rozstaw osi wałów przenoszących napęd na osie przednią i tylną. Dlatego też zastosowano dodatkową trzywałkową przekładnię zębatą napędu przedniej osi. Włączenie napędu wszystkich kół następuje na

wale wyjściowym dla tylnej osi i może być dokonane podczas jazdy. Natomiast przełączanie między biegami szosowym i terenowym może się odbywać tylko przy stojącym lub swobodnie przetaczającym się samochodzie.

19.2. Stały napęd wszystkich kół

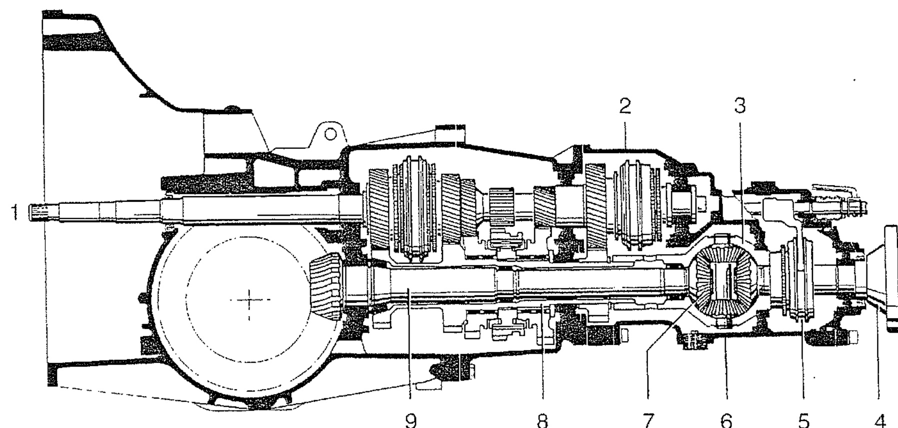
Stały napęd wszystkich kół stosuje się głównie w samochodach osobowych i sportowych. W tym rozwiązaniu skrzynka rozdzielcza jest wyposażona w mechanizm różnicowy; w zależności od jego budowy (stożkowy, planetarny albo Torsena) moment obrotowy jest rozdzielany pomiędzy stale napędzane osie przednią i tylną w ściśle określonych proporcjach. Sposób zabudowy skrzynki rozdzielczej jest dostosowany do konstrukcji pojazdu. Przykłady stosowanych rozwiązań pokazano na rysunkach 19.3 do 19.7.

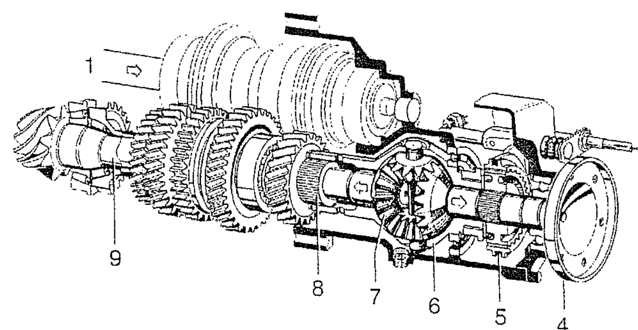


Rys. 19.3
Skrzynka rozdzielcza ZF A 110. Wersja do oddzielnej zabudowy
1 – napęd ze skrzynki biegów, 2 – mechanizm różnicowy, 3 – sprzęgło wielopłytkowe jako blokada mechanizmu różnicowego, 4 – wyjście napędu tylnej osi, 5 – wyjście napędu przedniej osi, 6 – łańcuch zębaty

Pierwsze z nich (rys. 19.3) to skrzynka rozdzielcza A 110 firmy ZF. Wraz z pięciobiegową skrzynką ZF S 5-31 (patrz rys. 12.32) jest ona stosowana w samochodach BMW 525 ix. Skrzynka A 110 składa się z mechanizmu różnicowego o budowie planetarnej (2) i sterowanego elektromagnetycznie sprzęgła wielopłytkowego jako blokady mechanizmu różnicowego (3). Przeniesienie momentu obrotowego na wał wyjściowy (5) napędu osi przedniej następuje za pomocą łańcucha zębatego o drobnych ogniwach (6). Moment obrotowy jest rozdzielany w mechanizmie różnicowym w stosunku 1 : 1,77, tzn. 36% na oś przednią (5) i 64% na oś tylną (4).

Przykładem stałego napędu wszystkich kół w konfiguracji, jak na rysunku 12.42b, jest pięciobiegowa skrzynka VW „A 016 Allrad" (rys. 19.4) stosowana w samochodach Passat Variant 4-motion i w Audi quattro. Rolę skrzynki rozdzielczej (6) pełni





Rys. 19.4
Pięciobiegowa skrzynka biegów VW – „A 016 Allrad"
1 – wałek sprzęgłowy, 2 – pokrywa obudowy skrzynki biegów, 3 – obudowa mechanizmu różnicowego, 4 – wał z kołnierzem, 5 – urządzenie blokujące mechanizmu różnicowego, 6 – skrzynka rozdzielcza, 7 – koła stożkowe mechanizmu różnicowego, 8 – wałek drążony, 9 – wałek atakujący

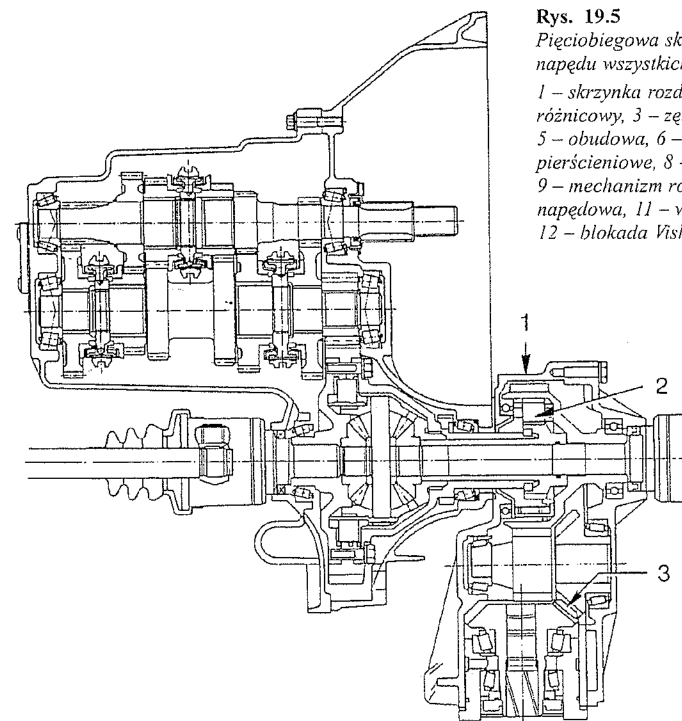
tutaj mechanizm różnicowy umieszczony w dodatkowej obudowie skrzynki biegów (2). Moment obrotowy jest przenoszony z wałka sprzęgłowego (1) wałem drążonym (8) na obudowę mechanizmu różnicowego (3). Z kół stożkowych (7) moment obrotowy trafia w stosunku 1:1 na oś przednią przez umieszczony wewnątrz wału drążonego zębnik (9) i na oś tylną przez wał z kołnierzem (4).

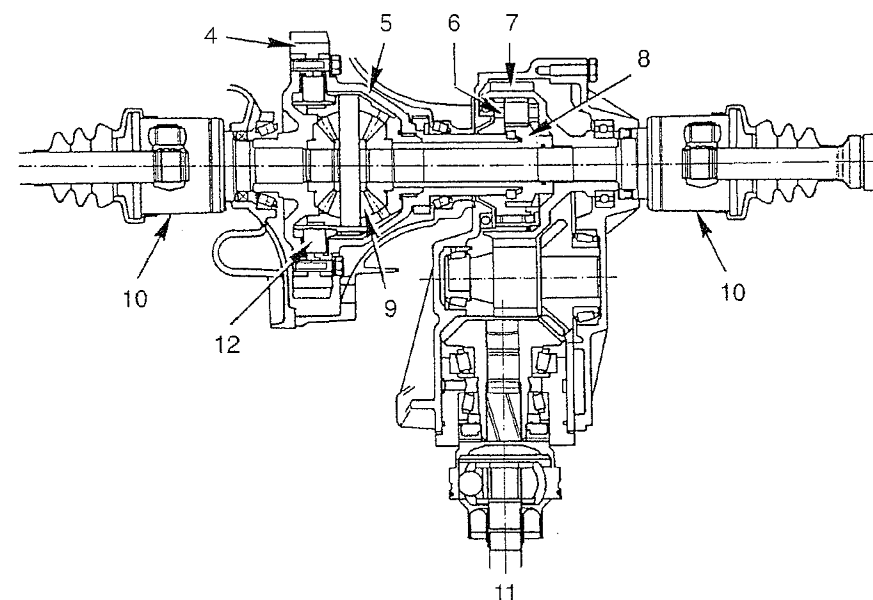
Urządzenie blokujące mechanizm różnicowy (5) znajduje się na wale (4) napędzającym tylną oś. Włączenie blokady powoduje połączenie wału z obudową mechanizmu różnicowego. Napęd jest wtedy przenoszony bez różnicowania prędkości obrotowych na obie, zblokowane ze sobą osie.

Przy poprzecznej zabudowie silnika (porównaj rys. 12.42c), poza mechanizmem różnicowym jest jeszcze potrzebna 90-stopniowa zmiana kierunku przeniesienia napędu na oś tylną. Dwa rozwiązania zmiany kierunku pokazano na rysunkach 19.5 i 19.6.

Pierwszy z nich przedstawia układ napędu wszystkich kół oparty o skrzynkę biegów firmy Ford MTX 75 (porównaj rys. 12.44). Połączona z nią skrzynka rozdzielcza (1) składa się z mechanizmu różnicowego o budowie planetarnej (2) i stożkowego zębnika (3).

Rys. 19.5
Pięciobiegowa skrzynka biegów w wersji napędu wszystkich kół, Ford MTX 75 4×4
1 – skrzynka rozdzielcza, 2 – mechanizm różnicowy, 3 – zębnik, 4 – wieniec zębaty, 5 – obudowa, 6 – jarzmo satelitów, 7 – koło pierścieniowe, 8 – wałek koła słonecznego, 9 – mechanizm różnicowy, 10 – półoś napędowa, 11 – wał napędowy tylnej osi, 12 – blokada Viskomatic

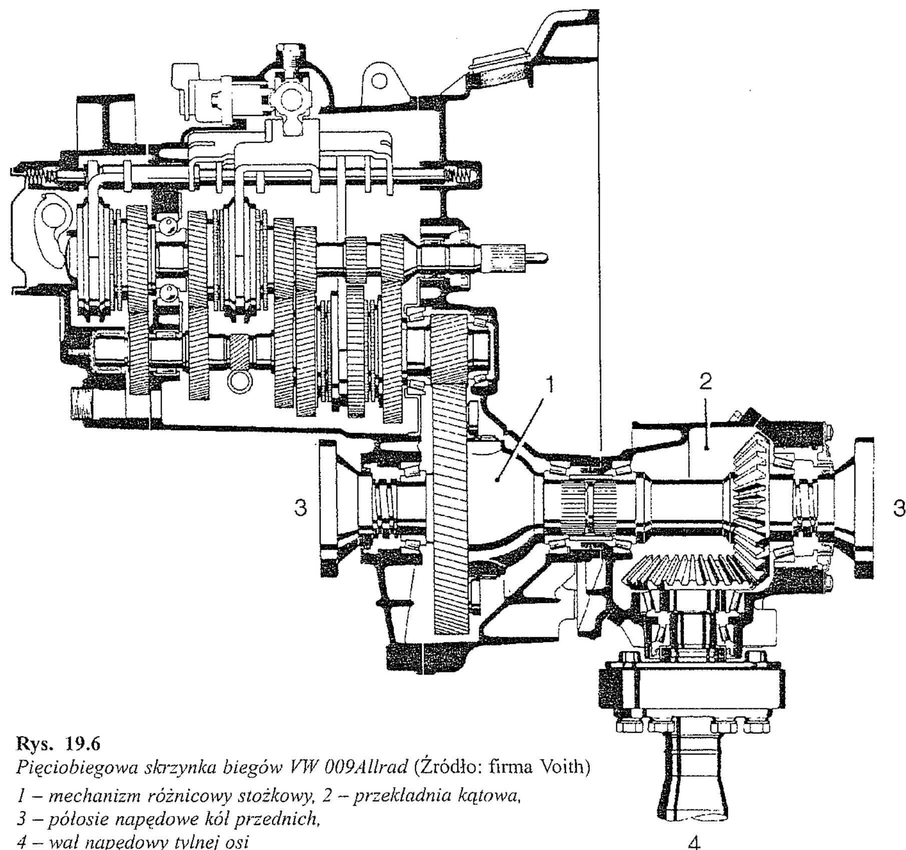




Z wałka głównego skrzynki biegów moment obrotowy trafia przez wieniec zębaty (4) i obudowę (5) na jarzmo satelitów (6), a następnie w stosunku 60/40 jest rozdzielany na koło pierścieniowe (7) i wałek koła słonecznego (8). Moment obrotowy dla kół przednich jest odbierany z wałka koła słonecznego przez mechanizm różnicowy i rozdzielany na obydwie półosie napędowe (10). Moment obrotowy dla kół tylnych jest odbierany z koła pierścieniowego przez zębnik i za pośrednictwem wału napędowego (11) przekazywany na oś tylną. Różnice prędkości obrotowych między przednią a tylną osią są kompensowane przez tzw. blokadę Viscomatic (12), umieszczoną w mechanizmie różnicowym osi przedniej (9).

W układzie napędu wszystkich kół „Golf syncro" (rys. 19.6) moment obrotowy trafia ze skrzynki biegów poprzez mechanizm różnicowy stożkowy (1) bezpośrednio na obie półosie napędowe kół przednich (3) i jednocześnie poprzez przekładnię kątową (2) na wał przegubowy (4) napędzający oś tylną.

Dzięki zastosowaniu sprzęgła lepkościowego rozdział mocy między przednimi i tylnymi kołami jest zmienny. Wraz ze wzrostem różnicy prędkości obrotowych kół (poślizg napędzanych kół przednich) sprzęgło powoduje przyrost siły napędowej na oś tylną aż do całkowitego wyrównania prędkości obrotowych, jeżeli zajdzie taka konieczność.

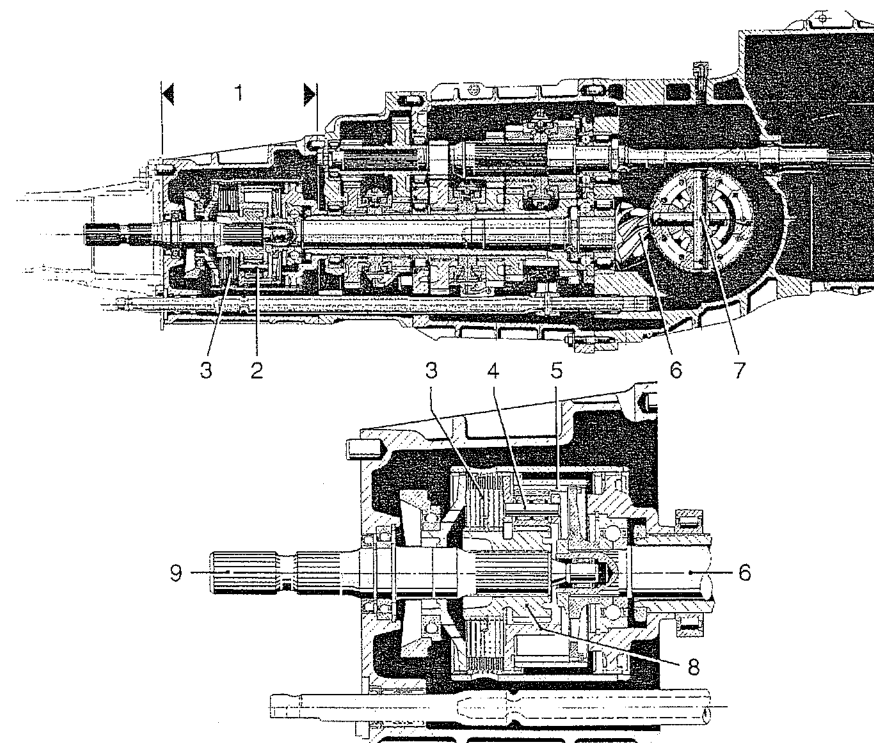


Rys. 19.6
Pięciobiegowa skrzynka biegów VW 009Allrad (Źródło: firma Voith)
1 – mechanizm różnicowy stożkowy, 2 – przekładnia kątowa, 3 – półosie napędowe kół przednich, 4 – wał napędowy tylnej osi

Przykładem odłączalnego napędu wszystkich kół samochodu o tylnym napędzie (porównaj rys. 12.42d) jest skrzynka biegów Porsche G64 do modelu 911 Carrera 4 (rys. 19.7). Jest ona oparta na skrzynce G 50/03 (por. rys. 12.43). W celu napędzania także kół przednich zastosowano skrzynkę rozdzielczą (1). Składa się ona z mechanizmu różnicowego o budowie planetarnej (2) i regulowanego poślizgowo sprzęgła wielopłytkowego (3), pełniącego rolę blokady mechanizmu różnicowego.

Moment obrotowy przenoszony na przekładnię planetarną przez jarzmo satelitów (4) jest rozdzielany i trafia na tylną oś przez koło pierścieniowe (5) i mechanizm różnicowy (7), a na przednią oś przez koło słoneczne (8) i wałek główny (9).

W zależności od warunków jazdy regulowane poślizgowo sprzęgło wielopłytkowe zmienia odpowiednio stosunek rozdziału momentu obrotowego między przednią i tylną oś. W warunkach bez regulacji stosunek ten wynosi: 31% – przód, 69% – tył.

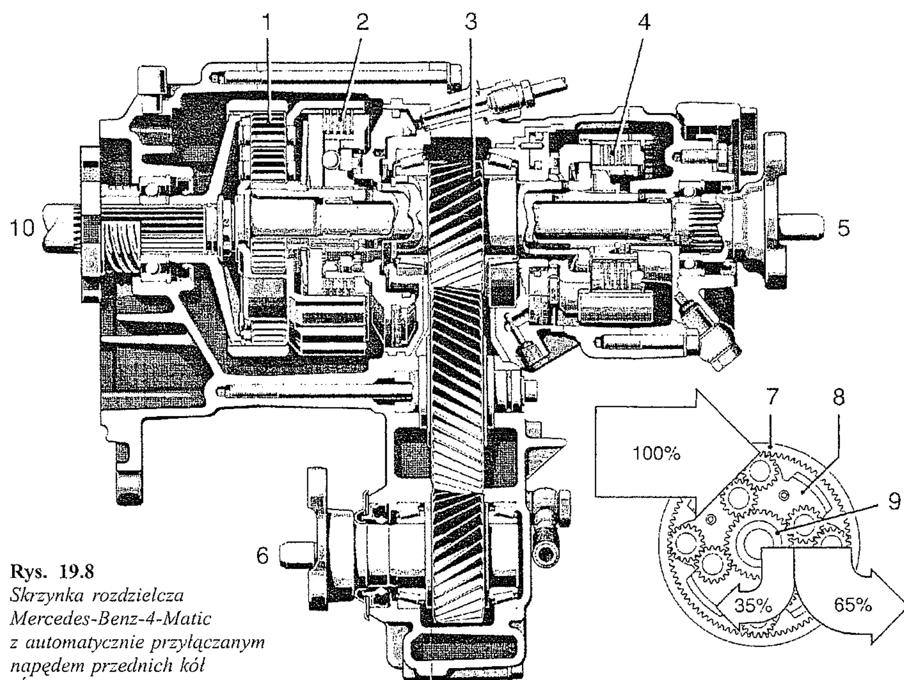


Rys. 19.7
Pięciobiegowa skrzynka biegów do napędu wszystkich kół Porsche G 64 (Źródło: Porsche AG)
1 – skrzynka rozdzielcza, 2 – mechanizm różnicowy, 3 – blokada mechanizmu różnicowego, 4 – jarzmo satelitów, 5 – koło pierścieniowe, 6 – zębnik (napęd osi tylnej), 7 – mechanizm różnicowy osi tylnej, 8 – koło słoneczne, 9 – wałek główny napędzający przednią oś

Przykładem automatycznego (w razie potrzeby) włączania napędu kół przednich w samochodzie o tylnym napędzie jest rozwiązanie „4 Matic" firmy Mercedes-Benz. Na rysunku 19.8 przedstawiono skrzynkę rozdzielczą dla wersji standardowej. Składa się ona z mechanizmu różnicowego o budowie planetarnej (1), walcowej przekładni zębatej przenoszącej napęd na oś przednią (3), sterowanego elektroniczno-hydraulicznie sprzęgła wielopłytkowego do napędu przedniej osi (4) oraz blokady mechanizmu różnicowego (2).

Jeżeli nie ma różnicy prędkości obrotowych kół przednich i tylnych, sprzęgło wielopłytkowe (4) jest wyłączone, a sprzęgło blokady (2) włączone pod naciskiem sprężyny talerzowej. Jarzmo (8) jest połączone z kołem słonecznym (9). Dzięki temu przekładnia planetarna pracuje w obiegu zblokowanym i przenosi cały moment napędowy na oś tylną (5).

Różnica prędkości obrotowych kół powyżej 2% powoduje automatyczne przyłączenie napędu kół przednich przez włączenie sprzęgła (4) i wyłączenie sprzęgła (2). Przekładnia planetarna może teraz pełnić rolę mechanizmu różnicowego. 65% momentu napędowego trafia poprzez jarzmo satelitów na oś tylną, a 35% poprzez koło słoneczne, włączone sprzęgło (4) i przekładnię zębatą (3) na oś tylną (6). Jeżeli różnica prędkości obrotowych nadal się utrzymuje, włącza się sprzęgło (2) i następuje zablokowanie mechanizmu różnicowego. Moment obrotowy jest przenoszony na obie osie w stosunku 1 : 1, czyli po połowie (bez kompensowania różnic prędkości obrotowych kół). Napęd wszystkich kół (z kompensowaniem lub bez) jest utrzymywany dopóty, dopóki nie powstaną określone warunki jego odłączenia.

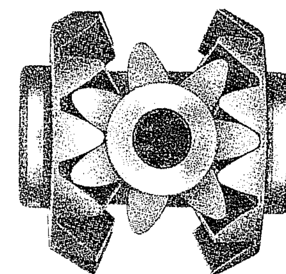


Rys. 19.8
Skrzynka rozdzielcza Mercedes-Benz-4-Matic z automatycznie przyłączanym napędem przednich kół
(Źródło: DaimlerChrysler)

1 – mechanizm różnicowy, 2 – sprzęgło wielopłytkowe blokady mechanizmu różnicowego, 3 – walcowa przekładnia zębata, 4 – sprzęgło wielopłytkowe napędu przedniej osi, 5 – wyjście napędu na tylną oś, 6 – wyjście napędu na przednią oś, 7 – koło pierścieniowe, 8 – jarzmo satelitów, 9 – koło słoneczne, 10 – wałek główny skrzynki biegów

19.3. Mechanizmy różnicowe międzykołowe, samoblokujące

Różnica prędkości obrotowych kół napędowych jednej osi, np. podczas jazdy po łuku drogi, jest kompensowana przez międzykołowe stożkowe mechanizmy różnicowe (rys. 19.9 – patrz także punkt 20.1.4).

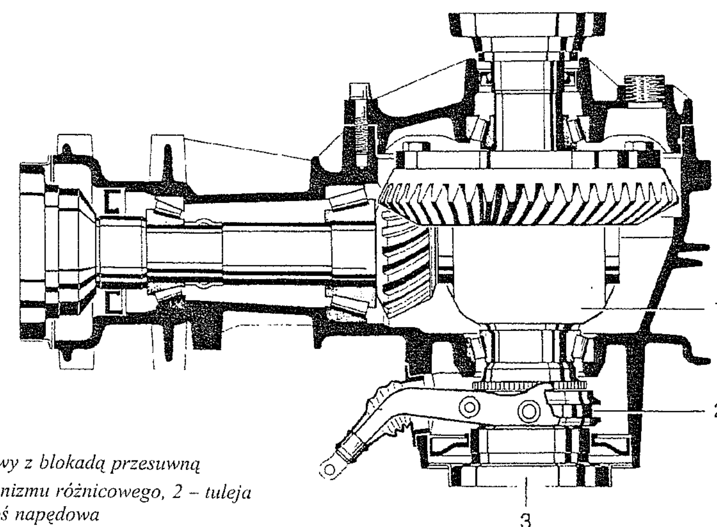


Rys. 19.9
Tradycyjny stożkowy mechanizm różnicowy

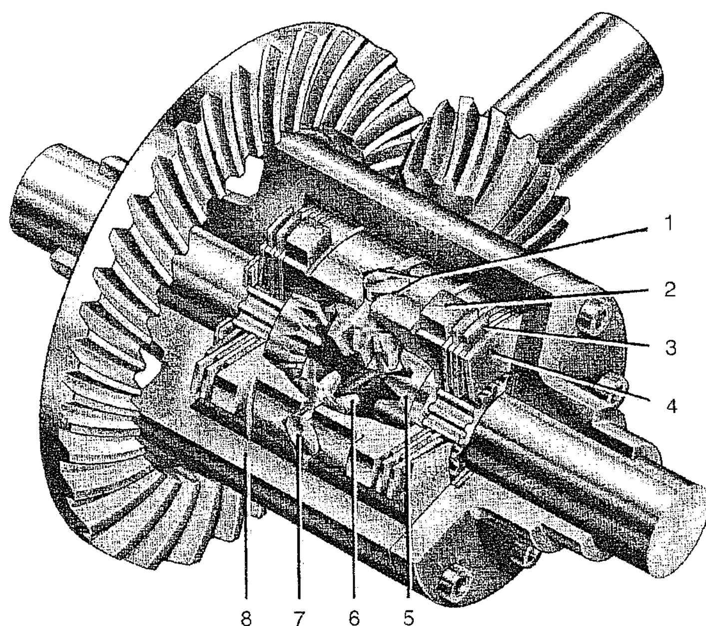
Samochody wyposażone w tradycyjny mechanizm różnicowy wykazują istotną wadę w sytuacji, kiedy jedno z kół wpadnie w poślizg np. na skutek gołoledzi. Moment obrotowy jest wtedy w całości przekazywany na ślizgające się koło, podczas gdy drugie pozostaje nieruchome. Ruszenie z miejsca staje się niemożliwe.

W celu usunięcia tej istotnej wady wielu producentów wyposaża swoje samochody w mechanizmy różnicowe z różnego rodzaju blokadami. Rozróżnia się blokady przesuwne i cierne.

Blokady przesuwne (rys. 19.10) mechanizmu różnicowego polegają na sztywnym połączeniu obudowy mechanizmu różnicowego (1) z jedną z półosi napędowych (3) za pomocą przesuwnej tulei (2).



Rys. 19.10
Mechanizm różnicowy z blokadą przesuwną
1 – obudowa mechanizmu różnicowego, 2 – tuleja przesuwna, 3 – półoś napędowa



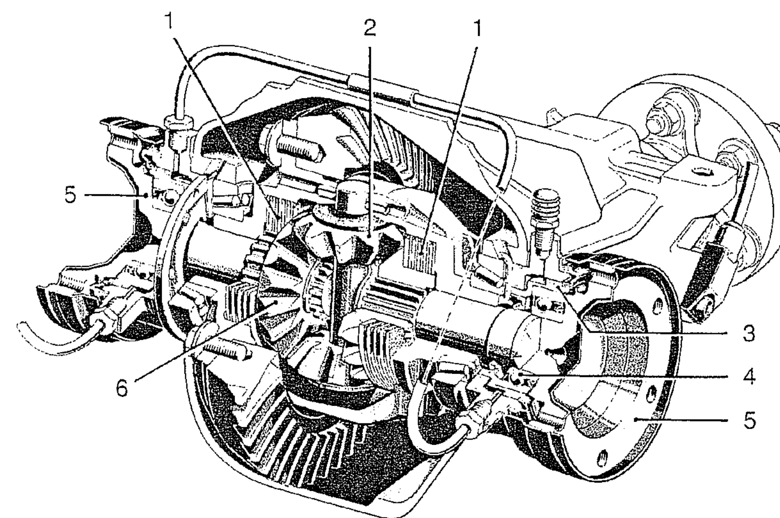
Rys. 19.11
Samoblokujący mechanizm różnicowy ZF typu DL
1 – klinowe wcięcia pierścieni oporowych, 2 – pierścień oporowy, 3 – płytki cierne zewnętrze, 4 – płytki cierne wewnętrzne, 5 – koronka półosi, 6 – satelita, 7 – sworzeń satelity, 8 – obudowa mechanizmu różnicowego

Blokady cierne są stosowane w mechanizmach różnicowych o zwiększonym tarciu wewnętrznym, nazywanych też **samoblokującymi**. Przykładem takiego rozwiązania jest mechanizm różnicowy typu DL firmy ZF (rys. 19.11). Obok tradycyjnego stożkowego mechanizmu różnicowego zastosowano tutaj dwa symetrycznie osadzone pierścienie oporowe i sprzęgła wielopłytkowe. Pierścienie (2) i zewnętrzne płytki cierne (3) są połączone z obracającą się obudową mechanizmu różnicowego, natomiast wewnętrzne płytki cierne (4) wchodzą w zazębienie z zębatym wieńcem zabierakowym koronki półosi (5).

Efekt samoblokady mechanizmu różnicowego powstaje podczas przenoszenia momentu obrotowego z obydwu pierścieni oporowych na półosie napędowe. Przemieszczanie się pierścieni oporowych względem siebie powoduje nacisk na luźno osadzone osie (7) satelitów (6), które przemieszczają się nieco w kierunku obwodowym po klinowych wcięciach (1) i odpychają od siebie pierścienie oporowe (2). Odsuwające się pierścienie ściskają pakiety płytek ciernych. Jeżeli na kołach napędowych powstanie różnica prędkości obrotowych, płytki wewnętrzne i zewnętrzne zaczynają się trzeć o siebie, powstaje blokujący moment cierny i koło obracające się wolniej jest zabierane przez koło o wyższej prędkości obrotowej.

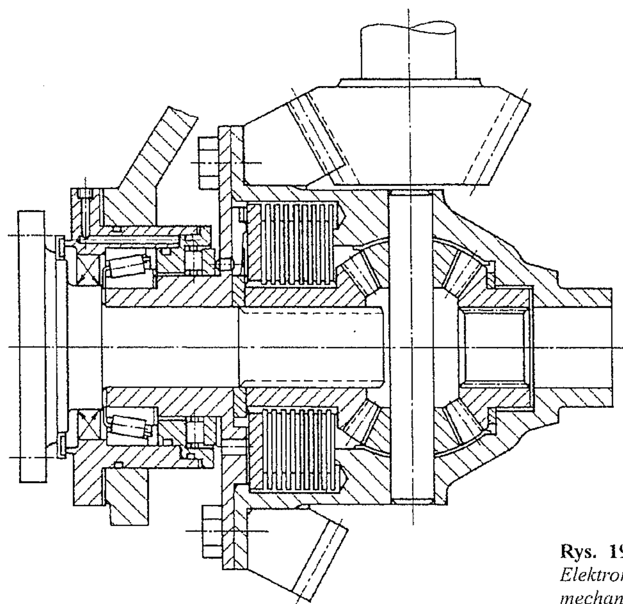
Moment blokowania (a tym samym skuteczność blokady, określana współczynnikiem blokowania np. 40%), jest zawsze proporcjonalny do momentu obrotowego przeniesionego na mechanizm różnicowy. Wartość współczynnika blokowania zależy od liczby płytek ciernych i rozwartości kąta klinowych wcięć w pierścieniach oporowych.

W przypadku zastosowania układu regulacji przeciwpoślizgowej kół napędowych ASR, blokowanie mechanizmu różnicowego jest regulowane elektronicznie i uruchamiane hydraulicznie. Przykładem takiego rozwiązania jest samoblokujący mechanizm różnicowy (ASD) firmy Mercedes-Benz (rys. 19.12). Zastosowano w nim dwa symetrycznie umieszczone zestawy płytek ciernych (1). Efekt blokowania nie jest tutaj osiągany za pomocą pierścieni oporowych, lecz w wyniku oddziaływania sił międzyzębnych satelitów (2). Ponadto po obu stronach mechanizmu różnicowego znajdują się uruchamiane hydraulicznie siłowniki (3). Tłok siłownika naciska poprzez łożysko kulkowe (4) na półoś (5), ciągnąc ją razem z koronką (6) na zewnątrz. Dzięki temu jest wzmacniana siła docisku płytek ciernych. Współczynnik blokowania może osiągnąć wartość nawet 100%. Automatyczny układ sterowania uruchamia hydrauliczny siłownik urządzenia blokującego tylko w razie realnej potrzeby. Polecenia blokowania są przetwarzane elektronicznie.



Rys. 19.12
Automatycznie sterowany samoblokujący mechanizm różnicowy ASD firmy Mercedes-Benz
(Źródło: DaimlerChrysler)
1 – płytki cierne, 2 – satelita, 3 – siłownik, 4 – łożysko kulkowe, 5 – półoś napędowa, 6 – koronka półosi

W samochodach osobowych są także stosowne **niesymetryczne samoblokujące mechanizmy różnicowe** z jednym pakietem płytek ciernych. Asymetria układu powoduje, że satelity są podczas jazdy po łuku poddawane zróżnicowanym obciążeniom. Współczynnik blokowania nie jest stały i zależy od kierunku obrotu satelitów (jazda po łuku



Rys. 19.13
Elektronicznie sterowany samoblokujący mechanizm różnicowy firmy ZF

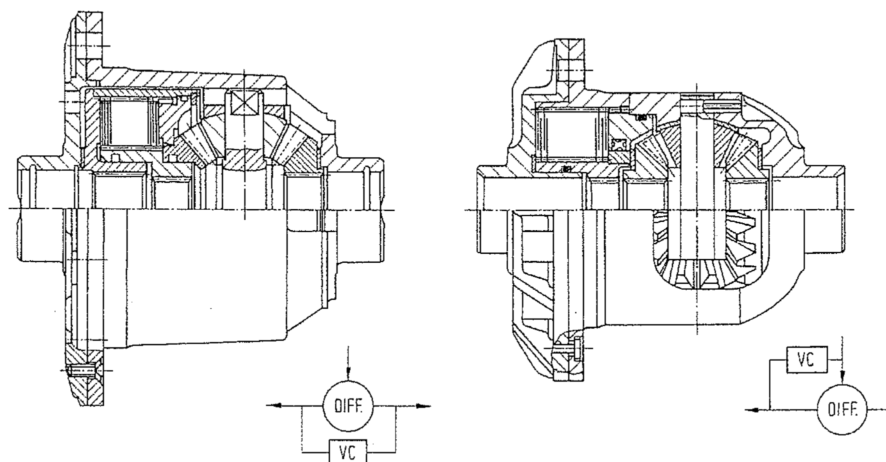
w lewo, czy w prawo). Na rysunku 19.13 pokazano niesymetryczny sterowany elektronicznie samoblokujący mechanizm różnicowy z jednym hydraulicznym sprzęgłem wielopłytkowym, umieszczonym między obudową mechanizmu a półosią napędową.

19.4. Sprzęgło lepkościowe (blokada lepkościowa)

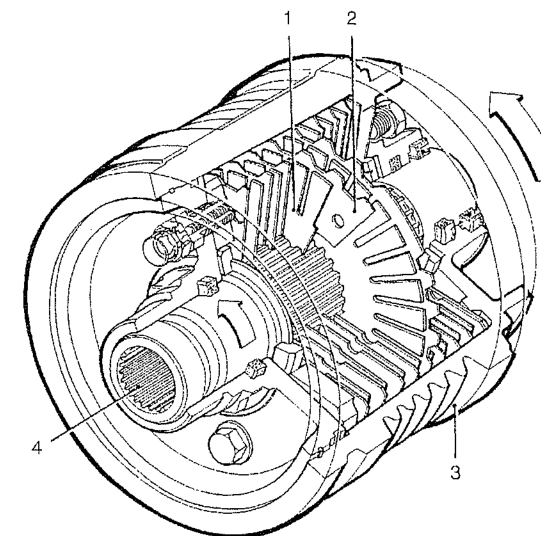
Sprzęgło lepkościowe, albo inaczej blokada lepkościowa, może być stosowane w różnych celach, np. zamiast skrzynki rozdzielczej (jak w Golfie Synchro) albo jako blokada mechanizmu różnicowego międzykołowego lub międzyosiowego.

W pokazanych na rysunku 19.14 mechanizmach różnicowych zastosowano **sprzęgło lepkościowe** jako urządzenie blokujące. Różnica między prezentowanymi rozwiązaniami polega na miejscu zamontowania sprzęgła, a tym samym skuteczności blokady. Na rysunku po prawej sprzęgło jest osadzone między obudową mechanizmu różnicowego a jedną z półosi napędowych; na rysunku po lewej – między półosiami napędowymi.

Budowę sprzęgła lepkościowego przedstawia rysunek 19.15. Składa się ono z cylindrycznej obudowy wypełnionej olejem silikonowym, w której umieszczono płytki o różnych kształtach. Płytki zewnętrzne z otworami (2) zazębiają się z obudową (3), natomiast płytki wewnętrzne z wykrawanymi szparami (1) są osadzone na wielowypuście piasty (4), która przyjmuje moment obrotowy ze skrzynki biegów. Wraz z wirującą obudową obracają się także związane z nią płytki zewnętrzne. Między płytkami zewnętrznymi a wewnętrznymi powstaje tzw. efekt nożycowy; warstwa oleju silikono-



Rys. 19.14
Samoblokujące mechanizmy różnicowe ze sprzęgłem lepkościowym osadzonym: po lewej – między półosiami napędowymi, po prawej – między obudową mechanizmu różnicowego a półosią napędową
DIFF = mechanizm różnicowy, VC = sprzęgło lepkościowe



Rys. 19.15
Sprzęgło lepkościowe z płytkami
1 – płytki wewnętrzne, 2 – płytki zewnętrzne, 3 – obudowa, 4 – piasta

wego przylegającego do płytek jest od nich odcinana. Lepkość oleju jest jednak na tyle duża, że przy większych różnicach prędkości obrotowej płytki wewnętrzne są zabierane przez olej. Wraz ze wzrostem ciśnienia i temperatury oleju zwiększa się także jego lepkość i odporność na ścianie. Sprzęgło działa jak blokada o prawie 100-procentowej sprawności.

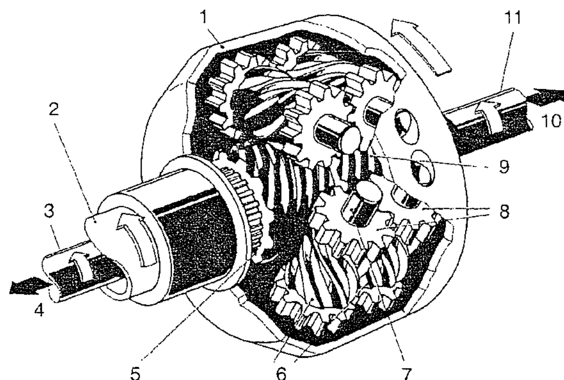
19.5. Samobłokujący mechanizm różnicowy typu Torsen

Firma Gleason nazwała swoja konstrukcję od angielskich słów **Tor**que **Sen**sing, czyli z wyczuciem momentu obrotowego. W tej konstrukcji międzyosiowego mechanizmu różnicowego wykorzystano zasadę działania przekładni ślimakowej (rys. 19.16).

W tradycyjnej przekładni ślimakowej zawsze ślimak napędza ślimacznicę. Poprzez zmianę kąta wzniosu linii śrubowej ślimaka stało się jednak możliwe napędzanie ślimaka przez ślimacznicę (dzieje się tak np. w ślimakowej przekładni kierowniczej). Oznacza to, że im ostrzejszy jest kąt wzniosu linii śrubowej ślimaka, tym mniejszy jest efekt samohamowania.

Budowa i działanie

W obudowie mechanizmu różnicowego znajdują się dwa ślimaki oraz trzy pary osi. Na każdej z tych par osadzono dwie ślimacznice i cztery walcowe koła zębate. Każda ślimacznica jest sztywno połączona z dwoma kołami zębatymi. Jeden ślimak połączono z zębnikiem przenoszącym napęd na przednią oś, a drugi z wałem przegubowym napędu osi tylnej.



Rys. 19.16
Mechanizm różnicowy Torsen
1 – obudowa mechanizmu różnicowego, 2 – wał drążony, 3 – wał z zębnikiem, 4 – wyprowadzenie napędu osi przedniej, 5 – ślimak/oś przednia, 6 – ślimacznice, 7 – oś ślimacznicy, 8 – koła zębate walcowe, 9 – ślimak/oś tylna, 10 – wyprowadzenie napędu osi tylnej, 11 – wał przegubowy

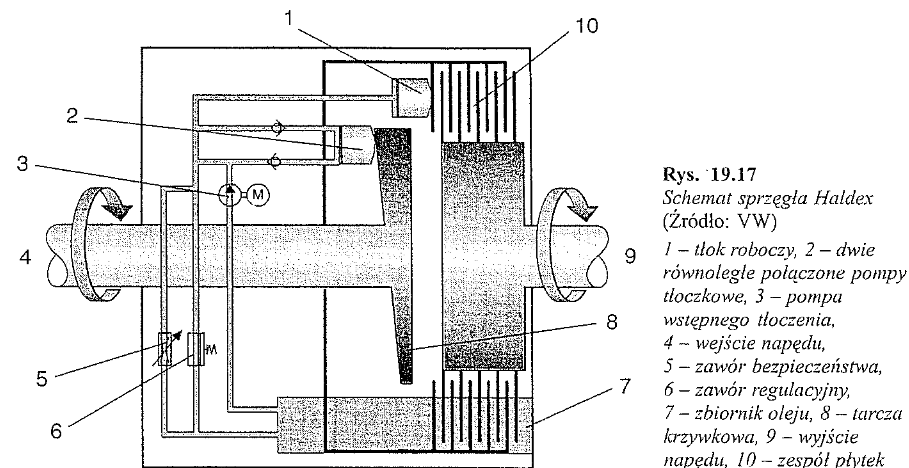
Napędzana obudowa mechanizmu różnicowego obraca się wraz z ułożyskowanymi w niej ślimacznicami, które z kolei napędzają obydwa ślimaki, przenoszące napęd na osie przednią i tylną. Różnica prędkości obrotowych (np. podczas jazdy na zakręcie) jest kompensowana przez koła walcowe. Szybciej obracający się ślimak napędza trzy ślimacznice. Pozostające w stałym zazębieniu koła walcowe powodują obracanie się także pozostałych trzech ślimacznic, co sprawia, że drugi ślimak obraca się odpowiednio wolniej.

Do poślizgu kół napędowych, a tym samym gwałtownego przyrostu prędkości obrotowej jednej z osi napędowych nie może dojść, gdyż poprzez koła walcowe następuje sprzężenie z osią, której koła mają lepszą przyczepność.

19.6. Sprzęgło Haldex

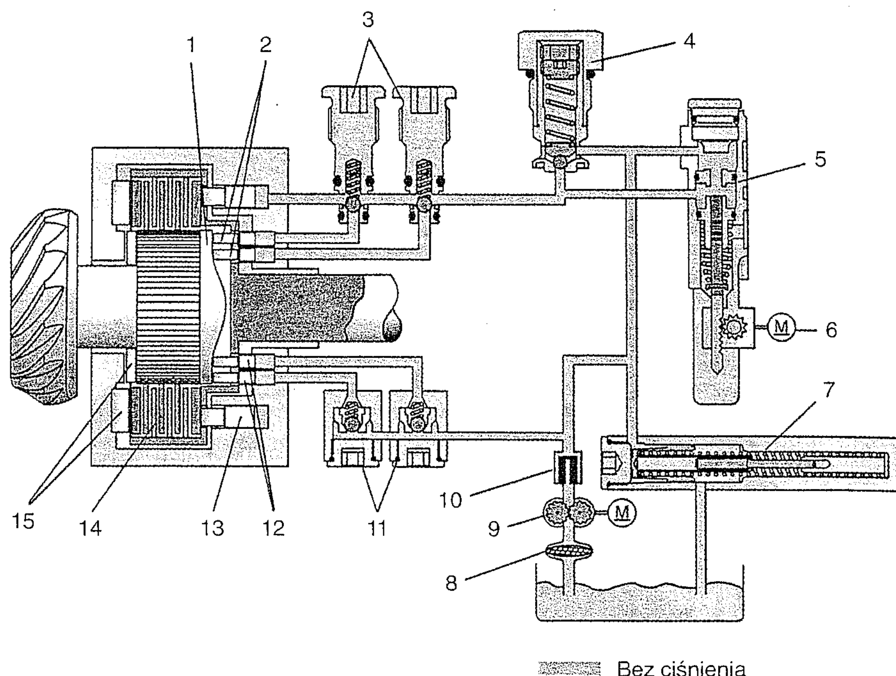
Sprzęgłami wielopłytkowymi „wyczuwającymi" prędkość obrotową są sprzęgła typu Haldex, stosowane w samochodach VW i Volvo ze stałym napędem wszystkich kół.

Sprzęgła Haldex (rys.19.17) są regulowane. Informacje potrzebne w procesie regulacji przetwarza mikroprocesor. Nie tylko poślizg kół jest uwzględniany przy rozdzielaniu momentu obrotowego na osie napędowe, ale także inne parametry dynamiki jazdy. Za pośrednictwem magistrali danych CAN mikroprocesor otrzymuje z czujników układu ABS informacje o prędkości obrotowej kół oraz inne dane z układu sterowania silnika. W ten sam sposób stoją do dyspozycji także dane o prędkości samochodu, jeździe na zakręcie oraz o tym, czy jest to napęd normalny, czy odwrotny (hamowanie silnikiem).



Rys. 19.17
Schemat sprzęgła Haldex
(Źródło: VW)
1 – tłok roboczy, 2 – dwie równolegle połączone pompy tłoczkowe, 3 – pompa wstępnego tłoczenia, 4 – wejście napędu, 5 – zawór bezpieczeństwa, 6 – zawór regulacyjny, 7 – zbiornik oleju, 8 – tarcza krzywkowa, 9 – wyjście napędu, 10 – zespół płytek

W razie powstania różnicy prędkości obrotowych wałów wejściowego i wyjściowego tarcza krzywkowa uruchamia pompy tłoczkowe w celu wytworzenia ciśnienia oleju koniecznego do włączenia sprzęgła. Łożyska rolkowe pompek toczą się po zagłębieniach i wybrzuszeniach tarczy krzywkowej; wznoszenie i opadanie rolek jest przenoszone na tłoki i wprawia je w ruchy posuwisto-zwrotne (rys. 19.18). Ciśnienie oleju rośnie. Olej pod ciśnieniem jest kierowany kanałem do tłoka roboczego, powodując jego przesunięcie w kierunku zespołu płytek ciernych. Ściskanie płytek prowadzi do połączenia wału wejściowego i wyjściowego, a tym samym włączenia napędu wszystkich kół. Ciśnienie oleju jest regulowane zaworem elektromagnetycznym aktywowanym z urządzenia sterującego. Pozwala to na uzyskanie współczynnika blokowania w przedziale od 0 do 100%. Powyżej prędkości obrotowej silnika 400 obr/min jest dodatkowo uruchamiana elektryczna pompa oleju. Zasila ona pompy tłoczkowe. Wzrost ciśnienia oleju powodują zlikwidowanie luzu między płytkami ciernymi. Dzięki temu czas reakcji sprzęgła jest krótszy.



Rys. 19.18
Sprzęgło Haldex w położeniu bez ciśnienia w układzie (Źródło: VW)
1 – tarcza krzywkowa, 2 – para łożysk rolkowych, 3 – zawory ciśnieniowe, 4 – zawór ograniczający ciśnienie, 5 – zawór regulacyjny, 6 – silnik nastawczy, 7 – akumulator hydrauliczny, 8 – sitko, 9 – elektryczna pompa oleju, 10 – filtr, 11 – zawory ssące, 12 – pompy tłoczkowe, 13 – tłok roboczy, 14 – zespół płytek ciernych, 15 – łożyska

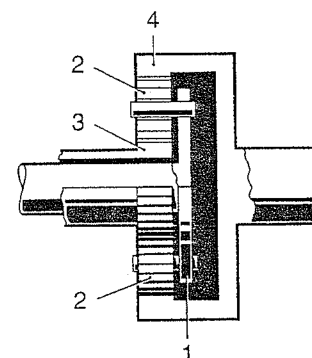
W porównaniu ze sprzęgłem lepkościowym rozłączalne sprzęgło wielopłytkowe ma tę zaletę, że nie powstają naprężenia w układzie przeniesienia napędu, a podczas hamowania osie napędowe nie są ze sobą sprzęgnięte. Dlatego też sprzęgła Haldex są kompatybilne ze współczesnymi układami regulacji dynamiki jazdy, jak np. ESP. Jest także możliwe holowanie pojazdu bez zagrożenia uszkodzenia elementów układu napędowego.

19.7. Międzyosiowe mechanizmy różnicowe

W samochodach o napędzie wszystkich kół potrzebny jest także mechanizm różnicowy między przednią a tylną osią po to, aby analogicznie do międzykołowego mechanizmu różnicowego, umożliwić zróżnicowanie prędkości obrotowych obydwu osi napędowych.

Również te mechanizmy różnicowe, nazywane międzyosiowymi, mogą być wykonane jako samoblokujące albo z odłączalnym urządzeniem blokującym. Ich konstrukcja nie musi się różnić od międzykołowych mechanizmów różnicowych. Chodzi o tę samą zasadę, tyle że zamiast prawego i lewego koła, mamy do czynienia z przednią i tylną osią.

Różnice pojawią się jednak, jeżeli jako międzyosiowy mechanizm różnicowy będzie zastosowana przekładnia planetarna. W takim przypadku, bez włączonej blokady, moment obrotowy nie jest równo rozdzielany między przednią a tylną oś. Taki mechanizm nazywamy niesymetrycznym. Stopień podziału momentu zależy od przełożenia przekładni, które jest ilorazem liczby zębów kół słonecznego i pierścieniowego.



Rys. 19.19
Schemat przekładni planetarnej z rysunku 19.3
1 – jarzmo (wałek główny skrzynki biegów), 2 – satelita, 3 – koło słoneczne (40 zębów), 4 – koło pierścieniowe (70 zębów). Rozdział momentu obrotowego
$z_{\text{koła słonecznego}} : z_{\text{koła pierścieniowego}} = 40 : 70 = 1 : 1{,}75$

Rysunek 19.19 przedstawia schemat przekładni planetarnej i obliczenie stosunku rozdziału momentu obrotowego między przednią a tylną oś. Moment napędowy w 100% jest przekazywany na jarzmo (1) i poprzez satelity (2) przenoszony na koło słoneczne (3) i koło pierścieniowe (4). Przy stosunku liczby zębów 40:70 = 1:1,75 z koła słonecznego trafia 36% momentu obrotowego na oś przednią, a z koła pierścieniowego 64% na oś tylną. Stopień rozdziału momentu między obie osie można zmienić, stosując koła słoneczne i pierścieniowe o innych liczbach zębów (np. $z_{32}:z_{77} = 1:2{,}4 = 29\%:71\%$).

W samochodach o napędzie wszystkich kół na ogół nie stosuje się równomiernego rozdziału momentu obrotowego między osie napędowe. Dlatego też międzyosiowymi mechanizmami różnicowymi są przeważnie przekładnie planetarne z niesymetrycznie umieszczoną blokadą (sprzęgłem lepkościowym w mechanizmach różnicowych samoblokujących albo ze sprzęgłem wielopłytkowym jako blokada odłączalna).

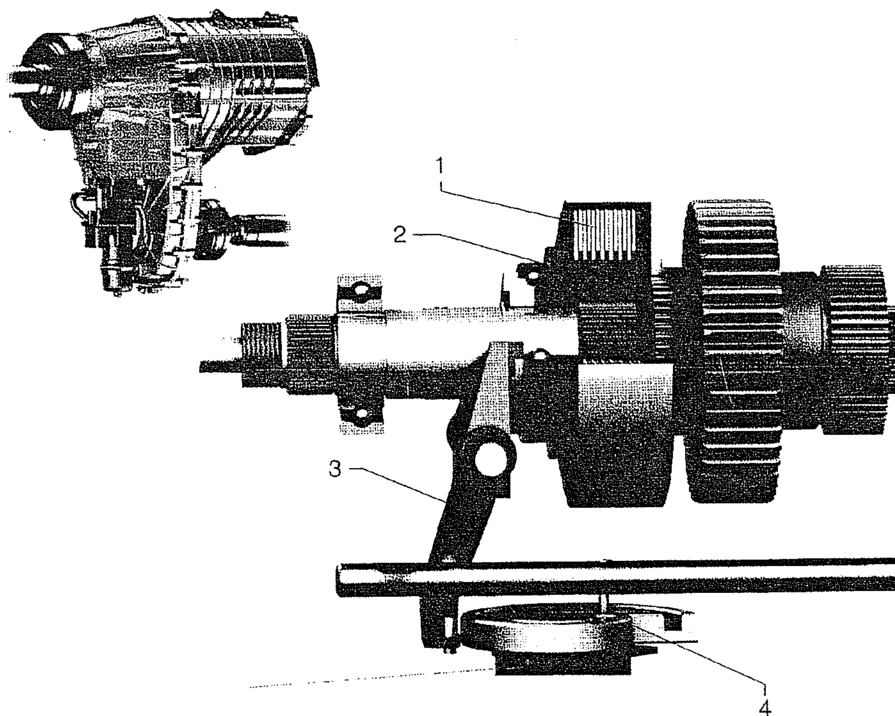
W międzyosiowe mechanizmy różnicowe o budowie planetarnej są m.in. wyposażone: skrzynki rozdzielcze ZF i Mercedes-Benz (rysunki 19.3 i 19.8) oraz skrzynki MTX 75 4x4 Forda i G 64 Porsche (rysunki 19.5 i 19.7).

19.8. Rozdział momentu obrotowego we współczesnych samochodach terenowych o napędzie wszystkich kół (SUV)

W samochodach VW Touareg seryjnie zastosowano centralny mechanizm różnicowy z elektryczną blokadą i przekładnią redukcyjną, umieszczone w skrzynce rozdzielczej.

Moment obrotowy silnika w normalnych warunkach jazdy (bez poślizgu) jest rozdzielany za pośrednictwem mechanizmu różnicowego po połowie na obie osie napędowe. Przeniesienie napędu na przednią oś następuje za pośrednictwem pary kół zębatych i łańcucha. Rolę mechanizmu różnicowego spełnia przekładnia planetarna.

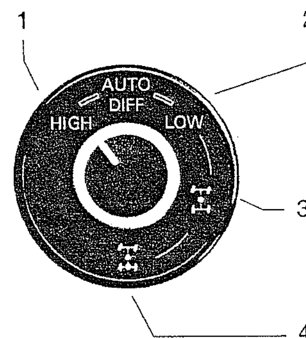
Jako centralne urządzenie blokujące mechanizm różnicowy zastosowano sprzęgło wielopłytkowe włączane silnikiem elektrycznym (rys. 19.20). Silnik porusza tarczę krzywkową. Powiązana z nią dźwignia przesuwa tarczę dociskową, powodując ściskanie płytek ciernych. Blokada jest cały czas w stanie gotowości. Urządzenie sterujące oblicza wartość przenoszonego momentu obrotowego i steruję impulsowo silnikiem elektrycznym.



Rys. 19.20
Skrzynka rozdzielcza z centralnym mechanizmem różnicowym z blokadą (Źródło: VW)
1 – płytki cierne, 2 – tarcza dociskowa, 3 – dźwignia, 4 – tarcza krzywkowa

Docisk płytek sprzęgła wielopłytkowego jest regulowany tak, żeby nie dopuścić do poślizgu. Po wcześniejszym wyborze opcji jazdy terenowej, możliwe jest ustawienie 100% wartości blokowania. Służy do tego specjalne pokrętło (rys. 19.21). Sprzęgło wielopłytkowe nie jest wtedy regulowane. Elektroniczny układ sterowania układu napędowego realizuje wybraną opcję. Blokada mechanizmu różnicowego może być włączana automatycznie albo ręcznie.

Ustawienie pokrętła w położeniu **„High"** odpowiada jeździe szosą (On-Road). Blokada mechanizmu różnicowego jest wtedy sterowana automatycznie. Może się włączyć np. w razie gołoledzi. Jednak nie oznacza to 100%owego blokowania jak np. w przypadku zastosowania sprzęgła kłowego. Przełożenie terenowe nie jest włączone. Blokada pracuje bardzo miękko.



Rys. 19.21
Pokrętło wyboru opcji blokowania
1 – jazda szosowa (On-Road), 2 – jazda terenowa (Off-Road), 3 – ręczne włączanie blokady centralnego mechanizmu różnicowego, 4 – ręczne włączanie blokady mechanizmu różnicowego tylnej osi

Płożenie **„Low"** odpowiada jeździe terenowej (Off-Road). Pokrętło może być tak ustawiane także podczas jazdy z prędkością poniżej 15 km/h; jednocześnie jest włączane przełożenie terenowe. Blokada mechanizmu różnicowego także w tym przypadku jest sterowana automatycznie. Ręcznie można zablokować zarówno centralny mechanizm różnicowy jak i mechanizm różnicowy osi tylnej ustawiając odpowiednio pokrętło (rys. 19.21).

Niezależnie od ręcznego wyboru położenia „High" lub „Low" blokada jest włączana w sytuacjach tego wymagających. Stopień blokowania zależy od rożnych wielkości wejściowych jak: prędkość obrotowa i obciążenie silnika, kąt skrętu koła kierownicy, położenie pedału przyspieszenia i prędkości obrotowe kół jezdnych. Na podstawie tych parametrów jest obliczana wartość siły docisku płytek sprzęgła i odpowiednio sterowany prądowo silnik elektryczny. Ponieważ dane wejściowe nieustannie się zmieniają, zmienia się także wartość przenoszonego momentu obrotowego. Blokada musi pracować bezpoślizgowo, gdyż ciepło tarcia spowodowałoby spalenie płytek.

Sygnał do włączenia albo odłączenia przekładni redukcyjnej wychodzi z przełącznika wyboru opcji (9.21) i trafia do urządzenia sterującego. Polecenie może zostać zrealizowane dopiero wtedy, kiedy na wyświetlaczu pojawi się informacja o spełnieniu przez kierującego pojazdem koniecznych warunków: prędkość samochodu poniżej 15 km/h przy włączaniu i poniżej 40 km/h przy wyłączaniu przekładni oraz ustawienie dźwigni wyboru biegów w położeniu neutralnym N.

Niespełnienie ww. warunków przed wygaszeniem informacji na wyświetlaczu jest interpretowane przez urządzenie sterujące, że użycie przekładni redukcyjnej nie było konieczne, a tym samym polecenie jest nieaktualne.

W celu ochrony automatycznej skrzynki biegów, przy włączonej przekładni redukcyjnej moment obrotowy i prędkość samochodu są ograniczane (do 80 km/h) przez układ sterowania.

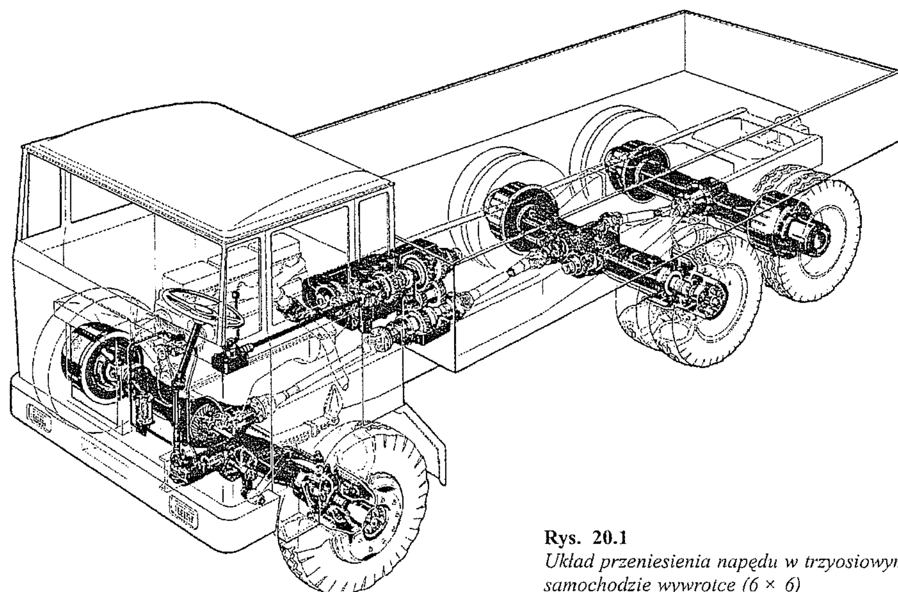
20. Skrzynki rozdzielcze samochodów ciężarowych

W rozdziale 19 opisano różne skrzynki rozdzielcze samochodów osobowych konwencjonalnych i terenowych ze stałym albo odłączalnym napędem wszystkich kół.

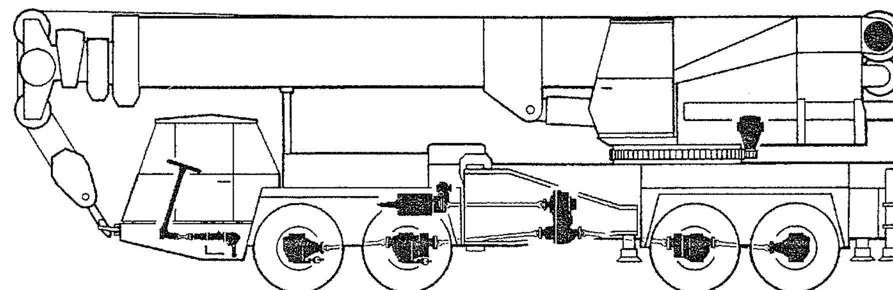
Do samochodów ciężarowych pracujących w trudnym terenie, na budowie albo w transporcie ciężkim odnoszą się te same zasady; muszą być napędzane wszystkie albo wiele kół, żeby mogły one przenieść niezbędną siłę napędową.

W zależności od rodzaju i przeznaczenia samochodu problem ten jest różnie rozwiązywany. Producenci pojazdów posługują się następującymi oznaczeniami skrótowymi:

- 4 × 4 = dwie osie z napędem czterech kół,
- 6 × 6 = trzy osie z napędem sześciu kół,
- 8 × 8 = cztery osie z napędem ośmiu kół.



Rys. 20.1
Układ przeniesienia napędu w trzyosiowym samochodzie wywrotce (6 × 6)



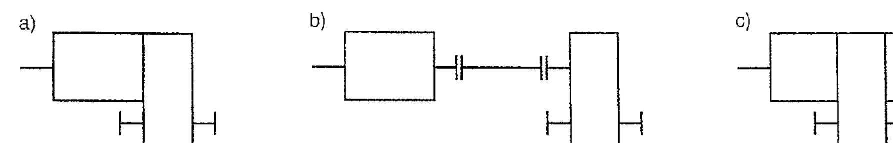
Rys. 20.2
Układ przeniesienia napędu w czteroosiowym dźwigu samochodowym (8 × 8)

Na rysunku 20.1 pokazano rozwiązanie układu napędowego w samochodzie wywrotce o trzech osiach napędowych (6 × 6), a na rysunku 20.2 czteroosiowy dźwig samochodowy (8 × 8).

Także budowa i umiejscowienie skrzynek rozdzielczych zależą od rodzaju samochodu i jego przeznaczenia.

20.1. Jednobiegowe skrzynki rozdzielcze

W samochodach dostawczych, ciągnikach siodłowych oraz pojazdach pracujących na budowach przeważnie są używane jednobiegowe skrzynki rozdzielcze, mocowane bezpośrednio do skrzynki biegów (rys. 20.3a) albo całkowicie z nią zintegrowane (rys. 20.3c i 20.5).



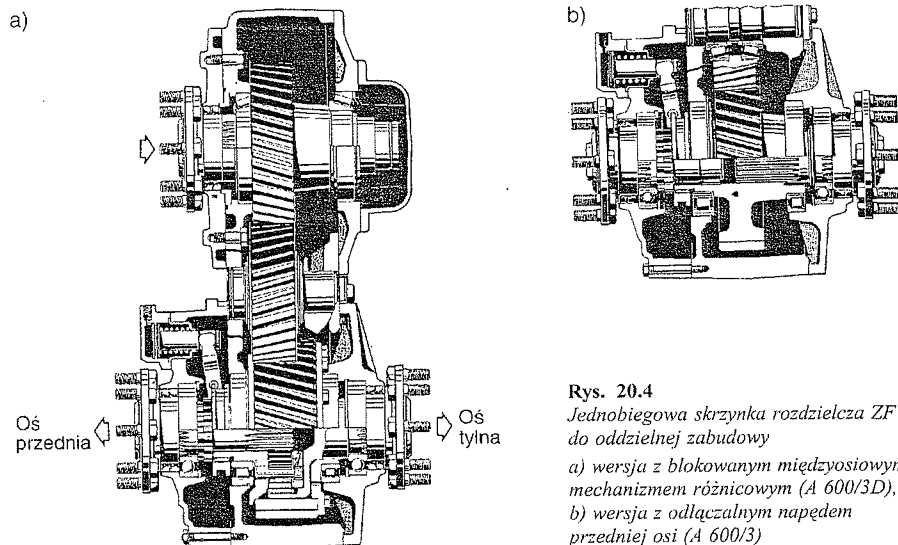
Rys. 20.3
Różne umiejscowienia jednobiegowych skrzynek rozdzielczych

Budowa i działanie

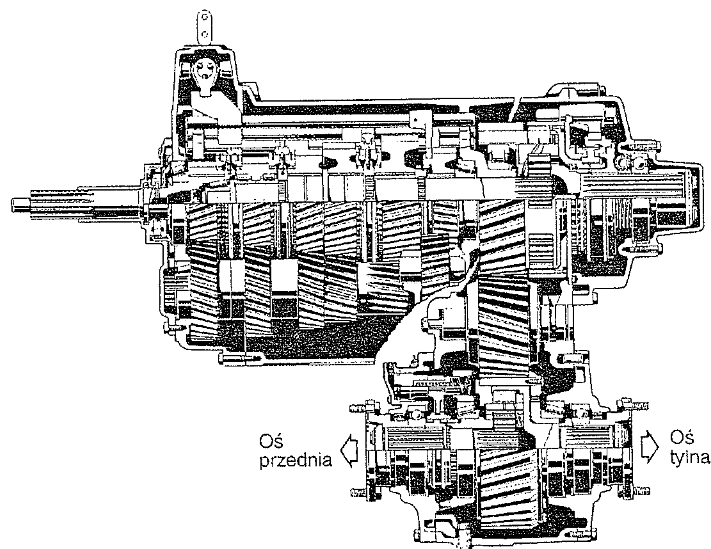
Jednobiegowe skrzynki rozdzielcze składają się przeważnie z trzech walcowych kół zębatych. Zawierają też blokowany międzyosiowy mechanizm różnicowy (rysunki 20.4a i 20.5) albo odłączalny napęd osi przedniej (rys. 20.4b). Przełożenie przekładni walcowej wynosi ok. 1,0. Dzięki zastosowaniu trzech kół zębatych kierunek obrotów po stronie napędu i odbioru napędu jest taki sam.

Wersję z odłączalnym napędem przedniej osi stosuje się przeważnie w samochodach 4 × 4, w których podczas pracy na budowie albo w terenie jest niekiedy potrzebny napęd wszystkich kół. Po przyłączaniu napędu osie przednia i tylna są połączone na

sztywno (bez kompensowania różnic prędkości obrotowych). Napęd przedniej osi jest włączany pneumatycznie sterowanym sprzęgłem kłowym. Wersja z międzyosiowym mechanizmem różnicowym (rysunki 20.4a i 20.5) ma zastosowanie głownie w szybciej jeżdżących samochodach ciężarowych z napędem wszystkich kół. Przednia oś jest napędzana od koła słonecznego mechanizmu różnicowego, a oś tylna od koła pierście-



Rys. 20.4
Jednobiegowa skrzynka rozdzielcza ZF do oddzielnej zabudowy
a) wersja z blokowanym międzyosiowym mechanizmem różnicowym (A 600/3D),
b) wersja z odłączalnym napędem przedniej osi (A 600/3)



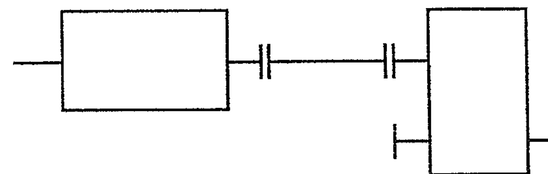
Rys. 20.5
Skrzynka rozdzielcza do napędu wszystkich kół zintegrowana ze skrzynką biegów ZF Ecosplit 16 S 220 A

niowego z dokładnym kompensowaniem różnic prędkości obrotowych i sił napędowych.

Rozdział momentu obrotowego zależy od wartości przełożenia mechanizmu różnicowego i jest dopasowany do wielkości obciążenia osi. Może to być np. 33% na oś przednią i 67% na oś tylną w samochodzie 4 × 4 albo 23% na oś przednią i 77% na osie tylne w pojeździe 6 × 6. W razie potrzeby mechanizm różnicowy może być blokowany za pomocą pneumatycznie sterowanego sprzęgła kłowego.

20.2. Dwubiegowe skrzynki rozdzielcze

Dwubiegowe skrzynki rozdzielcze znajdują zastosowanie głównie w pojazdach terenowych do zimowego utrzymania dróg i w dźwigach samochodowych. Są one oddzielnie mocowane do ramy nośnej i usytuowane między skrzynką biegów a tylną osią (rys. 20.6).



Rys. 20.6
Umiejscowienie dwubiegowej skrzyni rozdzielczej

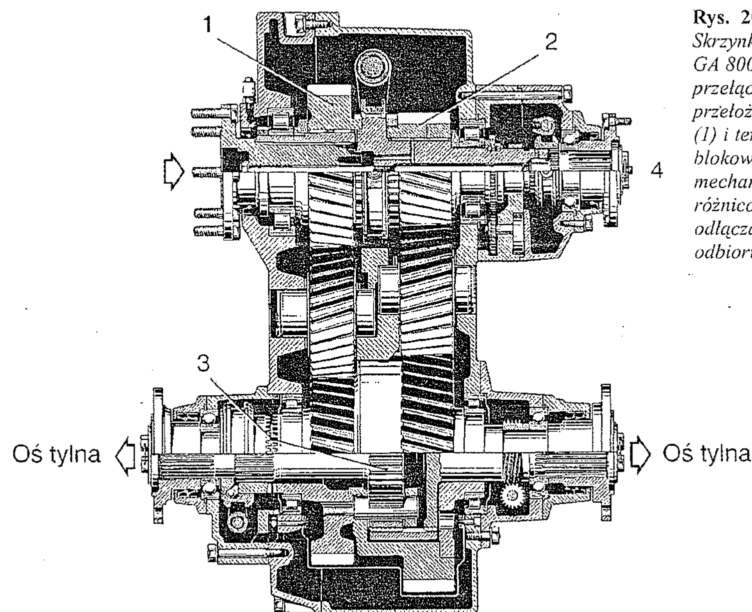
Budowa i działanie

Dwubiegowe skrzynki rozdzielcze składają się przeważnie z dwóch walcowych przekładni zębatych (dla biegu szosowego i terenowego) przełączanych sprzęgłami kłowymi oraz z blokowanego międzyosiowego mechanizmu różnicowego, rozdzielającego moment obrotowy między przednią i tylną oś. Skrzynka rozdzielcza na rysunku 20.7 jest dodatkowo wyposażona w odłączalną przystawkę odbioru mocy, osadzoną na przedłużonym wale wyjściowym.

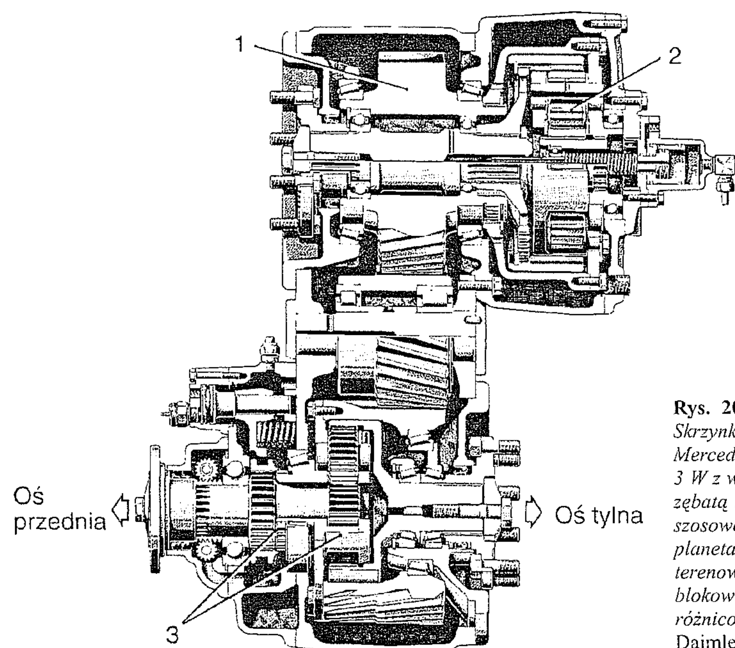
Wartości przełożeń dwubiegowych skrzynek rozdzielczych są dobierane do konkretnych zastosowań. Na biegu szosowym wynoszą one 1,0 do 1,3, a na biegu terenowym 1,5 do 2,5.

Inne wykonanie skrzynki rozdzielczej z przełączalnymi biegami szosowym i terenowym pokazano na rys. 20.8. Skrzynka składa się z przekładni zębatej o trzech kołach walcowych oraz odłączalnej przekładni planetarnej, umieszczonej na przedłużonym wale wyjściowym, której zadaniem jest przełączanie biegów szosowego i terenowego. Łańcuch przeniesienia momentu obrotowego przebiega następująco (patrz także punkt 13.4.1):

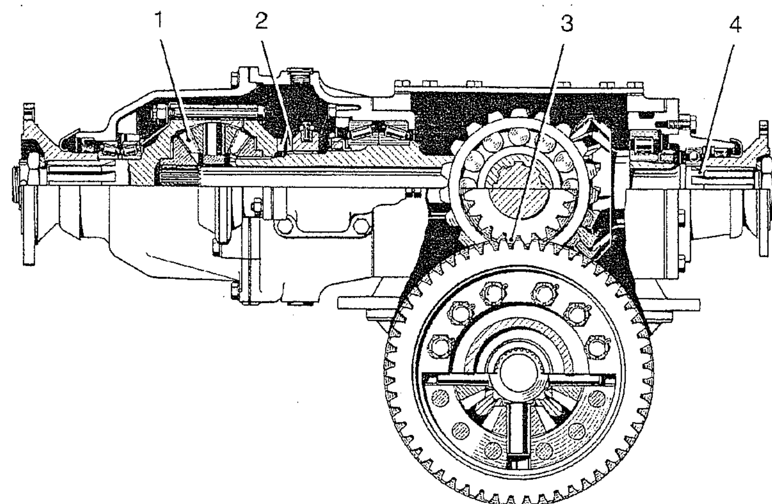
- bieg szosowy: napęd od koła pierścieniowego; koło słoneczne jest sprzężone z jarzmem; przekładnia planetarna pracuje w obiegu zblokowanym ($i = 0$),
- bieg terenowy: napęd od koła pierścieniowego; koło słoneczne jest sprzężone z obudową przekładni; napęd jest przenoszony przez obiegające jarzmo ($i > 0$).



Rys. 20.7
Skrzynka rozdzielcza ZF GA 800/3D z przełączalnymi przełożeniami szosowym (1) i terenowym (2), blokowanym mechanizmem różnicowym (3) i odłączalną przystawką odbioru mocy (4)



Rys. 20.8
Skrzynka rozdzielcza Mercedes-Benz VG 2000 – 3 W z walcową przekładnią zębatą (1) dla biegu szosowego i przekładnią planetarną (2) dla biegu terenowego oraz blokowanym mechanizmem różnicowym (3) (Źródło: DaimlerChrysler)



Rys. 20.9
Skrzynka rozdzielcza ZF dla osi typu tandem
1 – mechanizm różnicowy stożkowy, 2 – blokada mechanizmu różnicowego, 3 – przekładnia stożkowo-walcowa, 4 – przeniesienie napędu na drugą oś

W układach osi typu tandem (patrz rysunki 20.1 i 20.2) druga oś tylna jest napędzana przez umieszczoną na pierwszej osi skrzynkę rozdzielczą (przekładnia główna z bezpośrednim wyprowadzeniem napędu).

Rozdział momentu obrotowego następuje w blokowanym mechanizmie różnicowym (1) w stosunku 1:1 na przekładnię stożkowo-walcową (3) dla pierwszej osi i na wał wyjściowy (4) dla drugiej osi (rys. 20.9).

W odniesieniu do skrzynek rozdzielczych należy pamiętać:

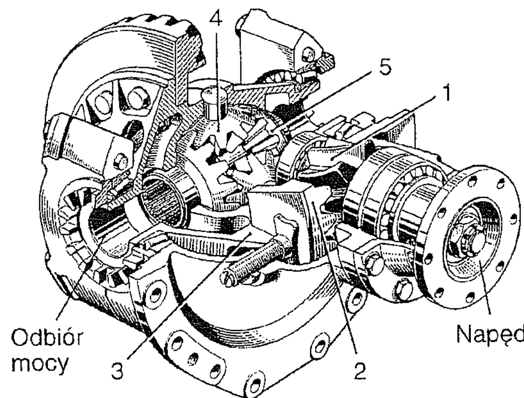
- ❑ przyłączenie osi przedniej lub zablokowanie mechanizmu różnicowego może nastąpić:
  - dopiero w chwili wjeżdżania na trudny teren,
  - tylko przy stojącym pojeździe lub przy niewielkiej prędkości,
  - nigdy w chwili utraty przyczepności przez koła napędowe.
- ❑ W razie holowania pojazdu:
  - przy jednobiegowych skrzynkach rozdzielczych odłączyć wały napędowe,
  - przy dwubiegowych skrzynkach rozdzielczych ustawić położenie neutralne.

Bezwzględnie przestrzegać wszystkich zaleceń producentów.

21. Przekładnie główne i półosie napędowe

Do przeniesienia momentu obrotowego na koła napędowe, oprócz skrzynki biegów i skrzynki rozdzielczej potrzebny jest jeszcze most napędowy z przekładnią główną
- stożkową albo
- hipoidalną.

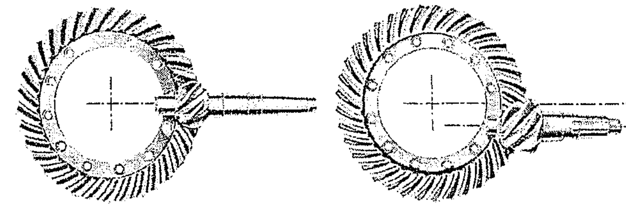
Rysunek 21.1 przedstawia most napędowy ze stożkową przekładnią główną jako odrębny zespół układu napędowego. Jego zadania to:
- ❑ zmiana o 90° kierunku przeniesienia napędu na koła jezdne,
- ❑ zredukowanie prędkości obrotowej wału napędowego do wartości odpowiedniej dla kół napędowych,
- ❑ umożliwienie zróżnicowania prędkości obrotowych kół napędowych podczas jazdy na zakręcie.



Rys. 21.1
Budowa mostu napędowego
1 – zębnik przekładni głównej, 2 – koło talerzowe, 3 – obudowa mechanizmu różnicowego, 4 – satelita, 5 – koronka półosi

21.1. Rodzaje i działanie przekładni głównych

Przekładnia stożkowa, w której osie obydwu kół zębatych: napędzającego koła stożkowego (nazywanego też zębnikiem albo wałkiem atakującym) oraz napędzanego koła talerzowego leżą w jednej płaszczyźnie (rys. 21.2 po lewej).



Rys. 21.2
Przekładnie główne
Po lewej – przekładnia stożkowa,
po prawej – przekładnia hipoidalna

W **przekładni hipoidalnej** (rys. 21.2 po prawej oraz rys. 21.9) oś zębnika jest przesunięta w dół w stosunku do osi koła talerzowego (przesunięcie hipoidalne).

Zalety przekładni hipoidalnej
1. Powiększenie przesunięcia hipoidalnego pozwala na jednoczesne zwiększenie średnicy zębnika i zmniejszenie średnicy koła talerzowego. Powierzchnie przyporu obydwu kół zębatych, a tym samym przenoszone siły są większe niż w przekładni stożkowej.
2. Poślizg wzdłużny zębów, charakterystyczny tylko dla przekładani hipoidalnej, obniża poziom hałasu (jeszcze cichsza może być tylko przekładnia ślimakowa).
3. W samochodach z przednim albo z tylnym napędem, z silnikiem usytuowanym wzdłużnie i z automatyczną skrzynką biegów, przez drążony wałek atakujący można poprowadzić wałek napędzający turbinę i pompę oleju. W takim przypadku przesunięcie hipoidalne musi wynosić przynajmniej 40 mm.

***Przesunięcie hipoidalne** jest odległością między geometrycznymi osiami zębnika i koła talerzowego.*

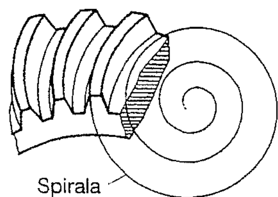
Duże siły międzyzębne wywołane tarciem poślizgowym mogą doprowadzić do zatarcia przekładni. Dlatego musi być użyty jako środek smarny specjalny **olej hipoidalny**. Zawiera on związki siarki i fosforu, wchodzące przy określonych temperaturach w reakcje chemiczne z metalową powierzchnią zębów, tworząc w ten sposób warstwę ochronną, uniemożliwiającą bezpośredni styk metalu a metalem. Ponieważ oleje hipoidalne niszczą niektóre materiały uszczelnieniowe (np. poliakrylan), muszą być stosowane ściśle według zaleceń producenta.

21.1.1. Linie zębów przekładni stożkowych

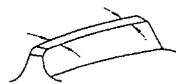
W samochodowych przekładniach głównych stożkowych stosuje się tylko zęby łukowe (gdyż zęby proste powodują znaczny hałas) o liniach:
- ❑ łukowo-ewolwentowych, typu Klingelnberg, albo
- ❑ łukowo-kołowych, typu Gleason.

Obydwa rodzaje uzębienia mają takie same właściwości eksploatacyjne.

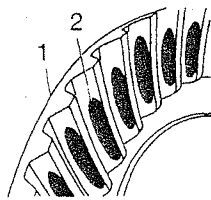
Uzębienie typu Klingelnberg jest uzębieniem spiralnym. Linie zębów koła talerzowego (1) są wycinkiem spirali. Krzywizna zęba na średnicy wewnętrznej koła jest większa aniżeli na średnicy zewnętrznej (rys. 21.3). Grzbiety zębów na całej długości mają jednakową szerokość (rys. 21.4). Przy dobrej regulacji przekładni powierzchnie



Rys. 21.3
Koło talerzowe o spiralnej linii zębów. Linia zęba jest wycinkiem spirali



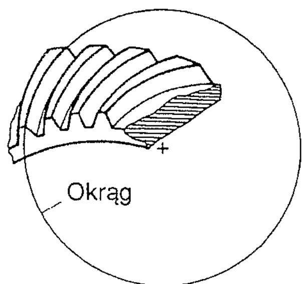
Rys. 21.4
Szerokość grzbietu zębów spiralnych jest jednakowa na całej długości



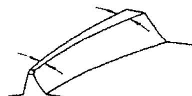
Rys. 21.5
Powierzchnie styku zębów spiralnych znajdują się pośrodku – optymalny obraz

styku zębów (2) powinny leżeć pośrodku i obejmować około 50% długości zębów (rys. 21.5).

Uzębienie typu Gleason jest uzębieniem łukowym. Zęby koła talerzowego są wycinkiem okręgu (rys. 21.6). Szerokość grzbietów zębów zwiększa się od średnicy wewnętrznej w kierunku średnicy zewnętrznej koła (rys. 21.7). Powierzchnie styku zębów powinny leżeć pośrodku i obejmować około 50% długości zębów. Mogą być także przesunięte w kierunku zewnętrznej średnicy koła. Nie powinno być jednak odwrotnie, gdyż zęby na średnicy wewnętrznej mają najmniejszy przekrój i mogłoby dojść do ich wyłamania (rys. 21.8).



Rys. 21.6
Uzębienie łukowo-kołowe typu Gleason. Linia zęba jest wycinkiem okręgu



Rys. 21.7
Szerokość grzbietów zębów typu Gleason zwiększa się w kierunku średnicy zewnętrznej

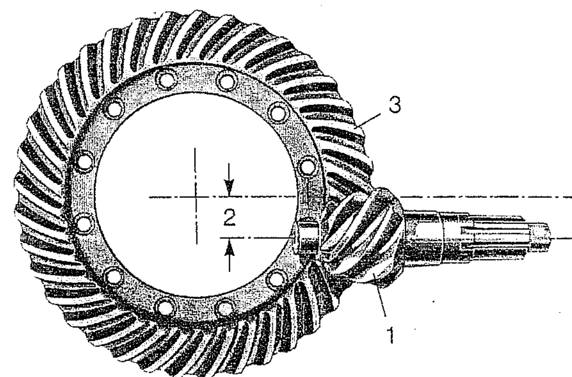


Rys. 21.8
Powierzchnie styku zębów typu Gleason absolutnie nie mogą być przesunięte do wewnątrz koła w kierunku najmniejszego przekroju zębów

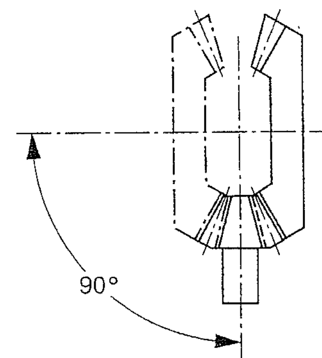
21.1.2. Zmiana kierunku przeniesienia napędu

Oś geometryczna powiązanego z wałem napędowym wałka atakującego (1) jest odwrócona o 90° w stosunku do osi koła talerzowego (3). Dzięki temu, także o 90° następuje zmiana kierunku przeniesienia napędu na półosie i koła napędowe (rys. 21.9).

Koło talerzowe może się znajdować na prawo albo na lewo od zębnika (rys. 21.10). W samochodach o napędzie wszystkich kół zależy to od rodzaju skrzynki rozdzielczej (dwu- lub trzywałkowa).



Rys. 21.9
Przekładnia hipoidalna
(Źródło: BMW)
1 – wałek napędowy (wałek atakujący, zębnik),
2 – przesunięcie hipoidalne,
3 – koło talerzowe



Rys. 21.10
Usytuowanie zębnika w stosunku do koła talerzowego
(Źródło: BMW)

21.1.3. Zmniejszenie prędkości obrotowej wału napędowego

Zadaniem przekładni głównej jest także zmniejszenie prędkości obrotowej wału napędowego do wartości odpowiedniej dla kół napędowych samochodu. Stosunek liczby zębów zębnika do liczby zębów koła talerzowego jest przełożeniem kinematycznym przekładni głównej. Oblicza się je następująco:

$$i_{PG} = \frac{n_{max} r_{dyn}}{2{,}65\, i_{bieg} v_{max}}$$

Przykład

W samochodzie o

- maksymalnej prędkości obrotowej silnika 6000 obr/min,
- maksymalnej prędkości jazdy 200 km/h (na biegu bezpośrednim) oraz
- promieniu dynamicznym kół napędowych 0,3 m

przełożenie dynamiczne przekładni głównej wyniesie:

$$i_{PG} = \frac{6000 \cdot 0,3}{2,65 \cdot 1,0 \cdot 200} \approx 3,4$$

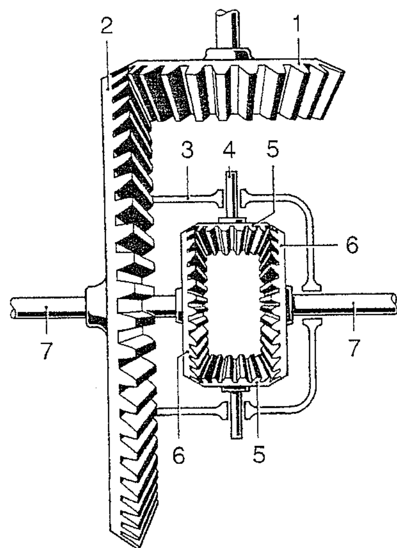
Zatem stosunek liczby zębów zębnika i koła talerzowego powinien być 1:3,4 (liczba 2,65 jest we wzorze stałą obliczeniową), czyli na przykład odpowiednio 10 i 34.

21.1.4. Zadanie mechanizmu różnicowego

Mechanizm różnicowy umożliwia istnienie różnic prędkości obrotowych kół napędowych powstałych w wyniku jazdy po łuku drogi albo z innych przyczyn (np. poślizg jednego z kół, niejednakowa wartość ciśnienia powietrza w ogumieniu, nierównomierne rozłożenie ładunku). Bez zróżnicowania prędkości powstałyby niszczące naprężenia w półosiach napędowych i zdzieranie bieżnika opon. Obie półosie napędowe są połączone za pośrednictwem mechanizmu różnicowego (międzykołowego), który umożliwia toczenie kół napędowych po łuku drogi z różnymi prędkościami obrotowymi.

Rysunek 21.11 przedstawia most napędowy z typowym stożkowym mechanizmem różnicowym. Moment obrotowy silnika jest przenoszony z zębnika (1) na koło talerzowe (2) a następnie na obudowę mechanizmu różnicowego (3), w której są ułożyskowane satelity (5). W mechanizmie różnicowym wytwarza się układ równowagi sił napędowych i momentów obrotowych na lewej i prawej półosi napędowej.

Przy jeździe na wprost obie koronki półosi (6) obracają się z taką sama prędkością obrotową jak koło talerzowe (2) i obudowa mechanizmu różnicowego (3). Osadzone na czopach jarzma (4) satelity (5), pozostają nieruchome. Moment obrotowy w równym stopniu jest przenoszony na obie półosie napędowe (7).



Rys. 21.11
Schemat mostu napędowego z hipoidalną przekładnią główną (Źródło: BMW)
1 – zębnik, 2 – koło talerzowe, 3 – obudowa mechanizmu różnicowego, 4 – jarzmo, 5 – satelity, 6 – koronki półosi, 7 – półosie napędowe

W przypadku jazdy na zakręcie, koło znajdujące się na łuku zewnętrznym musi pokonać większą drogę od koła wewnętrznego; koronki półosi (6) obracają się z różnymi prędkościami. Jest to możliwe dzięki obrotowi satelitów względem czopów krzyżaka i toczeniu się po koronkach półosi.

Przy jednorodnej przyczepności koło jezdne wewnętrzne obraca się o tyle wolniej, o ile szybciej musi się obracać koło zewnętrzne.

Tradycyjne mechanizmy różnicowe mają jednak istotną wadę. Jeżeli w chwili ruszania z miejsca jedno z kół stoi np. na lodzie i wpadnie w poślizg, wówczas omal cały moment obrotowy zostanie skierowany na to koło. Na drugie koło, chociaż niepozbawione przyczepności, jest kierowana zbyt mała siła napędowa, żeby samochód mógł ruszyć z miejsca.

Zjawisko takie może wystąpić także podczas jazdy, jeżeli np. na wyboistej jezdni jedno z kół znajdzie się w powietrzu i przejmie na siebie cały moment obrotowy. Po opadnięciu na jezdnię koło odzyska przyczepność, a w mechanizmie różnicowym błyskawicznie nastąpi wyrównanie przenoszonego na obydwie osie momentu obrotowego.

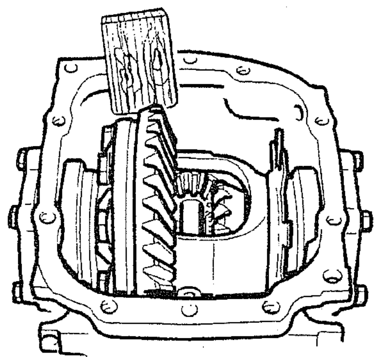
Takie szybkie zmiany w rozkładzie sił napędowych mogą jednak prowadzić do wpadnięcia samochodu w poślizg. Zapobiegają temu, stosowane w coraz większej liczbie samochodów, samoblokujące mechanizmy różnicowe (temat ten omówiono szczegółowo w punkcie 19.2).

21.1.5. Regulacja i pomiary przekładani stożkowych

Celem regulacji przekładni stożkowej po naprawie jest znalezienie wzajemnego położenia kół zębatych, odpowiadającego najmniejszemu poziomowi hałasu (w fabryce używa się w tym celu specjalnych stanowisk kontrolno-pomiarowych). Muszą być przy tym spełnione następujące warunki:

- *zębnik i koło talerzowe zawsze należy wymieniać parami*, nigdy osobno (obydwa koła zębate przekładni głównej, w celu jej maksymalnego wyciszenia, są wzajemnie docierane),
- żeby uniknąć zamiany, producenci nadają parom kół zębatych odpowiednie oznaczenia identyfikacyjne,
- oznaczenia na zębniku i kole talerzowym zawierają także informacje o liczbie zębów oraz tzw. wymiar odchyłkowy. Przykład oznaczenia: K 843, 312, 25, gdzie:
  - K uzębienie typu Klingelnberg
  - 843 liczba zębów zębnika wynosi 8, a koła talerzowego 43
  - 312 liczba identyfikująca parę kół
  - 25 wymiar odchyłkowy w $^1/_{100}$ mm powyżej wymiaru bazowego producenta. Jeżeli liczba 25 byłaby poprzedzona znakiem „–", oznaczałoby to odchyłkę na minus.

Jest kilka sposobów **regulacji i pomiarów** przekładni stożkowych. Najważniejszym kryterium prawidłowej współpracy kół i najmniejszego poziomu hałasu jest umiejscowienie powierzchni styku zębów.

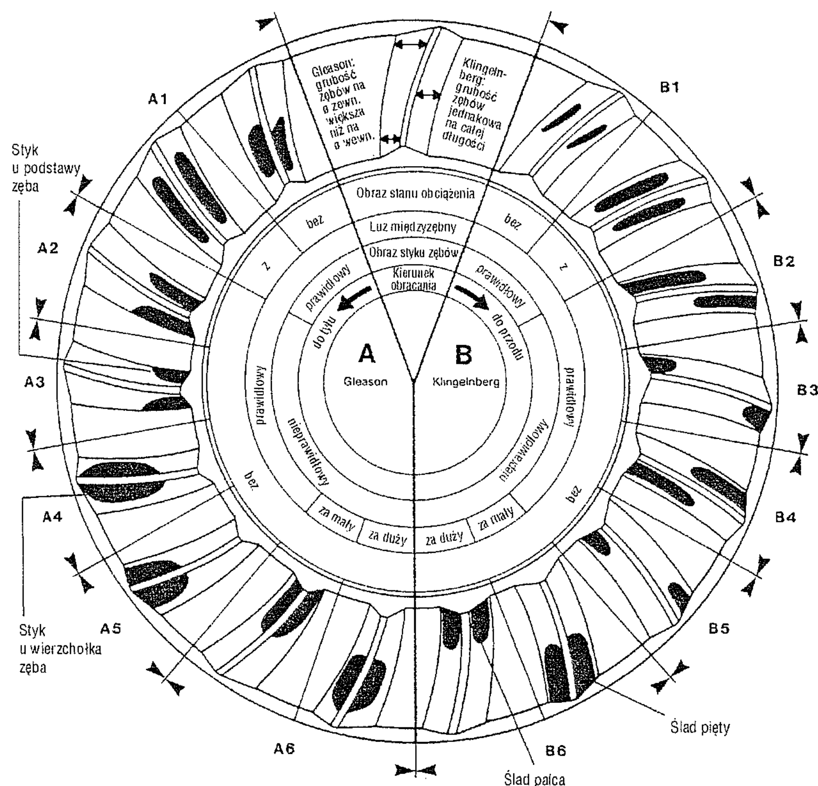


Rys. 21.12
Koło talerzowe można zablokować za pomocą kawałka twardej deski (Źródło: BMW)

Aby uzyskać obraz współpracy kół i ustalić miejsca styku zębów, należy:

- powlec boczne powierzchnie zębów koła talerzowego tuszem do stempli,
- obrócić zębnik kilkakrotnie w obydwie strony, hamując przy tym koło talerzowe. Można to zrobić np. za pomocą kawałka twardej deski (rys. 21.12).

Ślady tuszu porównać z wzornikiem na rysunku 21.13. Ustalenie ewentualnych nieprawidłowości i regulacja ustawienia kół nie powinny sprawić kłopotów.



Rys. 21.13
Wzornik śladów zębnika na kole talerzowym (dla uzębienia typu Klingelnberg i Gleason, patrz także rysunki 21.9, 21.14 i 21.16) (Źródło: BMW)

21.1.6. Ustawianie prawidłowego obrazu współpracy kół

Przy **prawidłowym obrazie** współpracy kół (z obciążeniem lub bez, obracanie do przodu lub do tyłu) zarówno przy uzębieniu Gleasona, jak i Klingelnberga, ślady powinny znajdować się możliwie pośrodku długości i wysokości zębów (segmenty A1 i B1 na rysunku 21.13).

Przy **nieprawidłowym obrazie** współpracy (segmenty 2 do 5 na rys. 21.13) należy poprawić ustawienie obydwu kół. W tym celu, zgodnie z segmentami **A2/B2**, zębnik musi być **odsunięty** od osi koła talerzowego. Dla ewentualnego zmniejszenia luzu międzyzębnego należy koło talerzowe **przysunąć** do zębnika.

Obraz w segmentach **A3/B3**: odsunąć koło talerzowe od osi zębnika. W celu ewentualnej regulacji luzu międzyzębnego przesunąć zębnik w kierunku osi koła talerzowego.

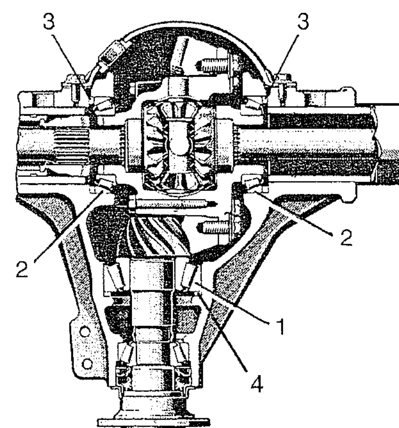
Obraz w segmentach **A4/B4**: przesunąć zębnik w kierunku osi koła talerzowego. W celu ewentualnej regulacji luzu międzyzębnego odsunąć koło talerzowe od zębnika.

Obraz w segmentach **A5/B5**: przysunąć koło talerzowe do osi zębnika. W celu ewentualnej regulacji luzu międzyzębnego odsunąć zębnik od osi koła talerzowego.

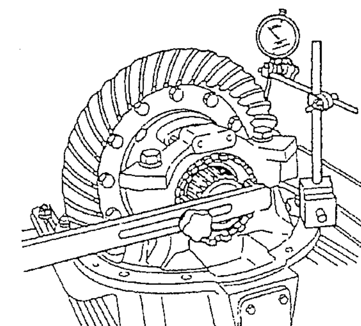
Obraz w segmentach **A6/B6** świadczy o **nieprawidłowym luzie międzyzębnym** (powinien on wynosić 0,10 do 0,15 mm). Regulacja polega głównie na przesuwaniu koła talerzowego, przy czym ślady współpracy kół będą się przesuwać po długości zębów.

Aby przesunąć koło talerzowe albo zębnik należy odpowiednio dobrać grubość podkładek regulacyjnych, przylegających do zewnętrznych pierścieni stożkowych łożysk tocznych (rys. 21.14).

Do kontroli luzu międzyzębnego służy odpowiedni przyrząd pomiarowy (rys. 21.15). Zalecane przez producentów samochodów osobowych luzy wahają się w granicach 0,1 do 0,2 mm. W samochodach ciężarowych prawidłowy luz wynosi 0,15 do 0,30 mm.



Rys. 21.14
Podkładki regulacyjne: (4) pod łożyskiem (1) zębnika oraz (3) pod łożyskami (2) koła talerzowego (Źródło: BMW)



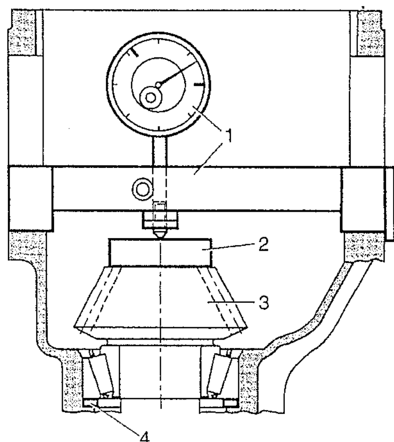
Rys. 21.15
Pomiar luzu międzyzębnego

21.1.7. Metody pomiaru i regulacji przekładni stożkowych

W zależności od ukształtowania obudowy mostu napędowego, za pomocą przyrządów pomiarowych jest odpowiednio montowany i ustawiany zębnik w stosunku do osi koła talerzowego, które następnie zostaje wyregulowane na wymaganą wartość luzu międzyzębnego.

Inny sposób, narzucony przez kształt obudowy, to odpowiedni montaż zębnika i koła talerzowego oraz ich wzajemna regulacja według danych producenta. Wartość luzu międzyzębnego jest wtedy wynikowa.

Producenci samochodowi oferują odpowiednie przyrządy pomiarowe wraz z instrukcją montażu i regulacji (rys. 21.16).

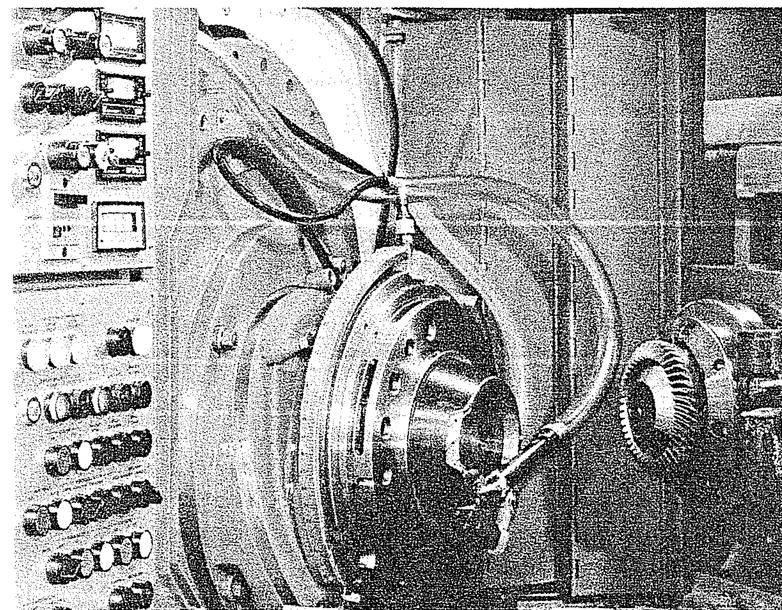


Rys. 21.16
Schemat przyrządu pomiarowego do ustawiania zębnika (Źródło: BMW)
1 – przyrząd ze wskaźnikiem, 2 – płytka pomiarowa, 3 – zębnik, 4 – podkładka regulacyjna

21.1.8. Szlifowanie zębów stożkowych metodą CBN

Współczesne metody obliczeniowe, jak np. FEM (Finite-Elemente-Methode) pozwalają na precyzyjne ustalenie, jakie uzębienie stożkowych kół zębatych spełnia wymagania i zadania przekładni. Praktyczne wykorzystanie wyników obliczeń jest jednak ograniczone. Tradycyjna metoda produkcji kół zębatych o zębach spiralnych i łukowo-ewolwentowych przewiduje finalną obróbkę cieplną, podczas której zmienia się geometria zębów. Zmiany te można tylko w ograniczonym zakresie zrekompensować poprzez docieranie kół. Jakość wykonania, obraz współpracy kół, wytrzymałość zębów i cichobieżność przekładni zależą w największym stopniu do obróbki cieplnej. Dlatego jedynym sposobem uzyskania pożądanej jakości wykonania kół zębatych jest ich szlifowanie po obróbce cieplnej.

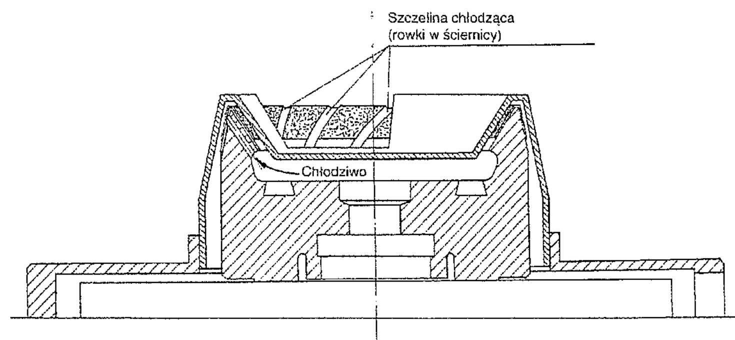
Firmy Gleason i Zahnradfabrik Passau opracowały wspólnie technologię szlifowania kół zębatych, nazwaną CBN (Cubisches Bornitrid). Pozwala ona na stosunkowo tanie szlifowanie zębów kół stożkowych o liniach łukowo-spiralnych i łukowo-ewolwentowych, poddanych uprzednio obróbce cieplnej (rys. 21.17).



Rys. 21.17
Szlifierka obwiedniowa Gleasona z głowicą szlifierską CBN

Obróbka w technologii CBN umożliwia usunięcie wypaczeń termicznych i nalotów (w wyniku utleniania) na powierzchniach roboczych i u podstawy zębów. W efekcie uzyskuje się znacznie lepszą jakość kół zębatych (według DIN 3965 jakość 5–6 zamiast 7–8). Dobieranie zębników i kół talerzowych w pary nie zawsze jest już potrzebne.

Odpowiednia konstrukcja głowicy szlifierskiej CBN z doprowadzaniem chłodziwa (rys. 21.18) zapewnia dużą wydajność obróbki bez niepożądanych zmian struktury powierzchni zębów.

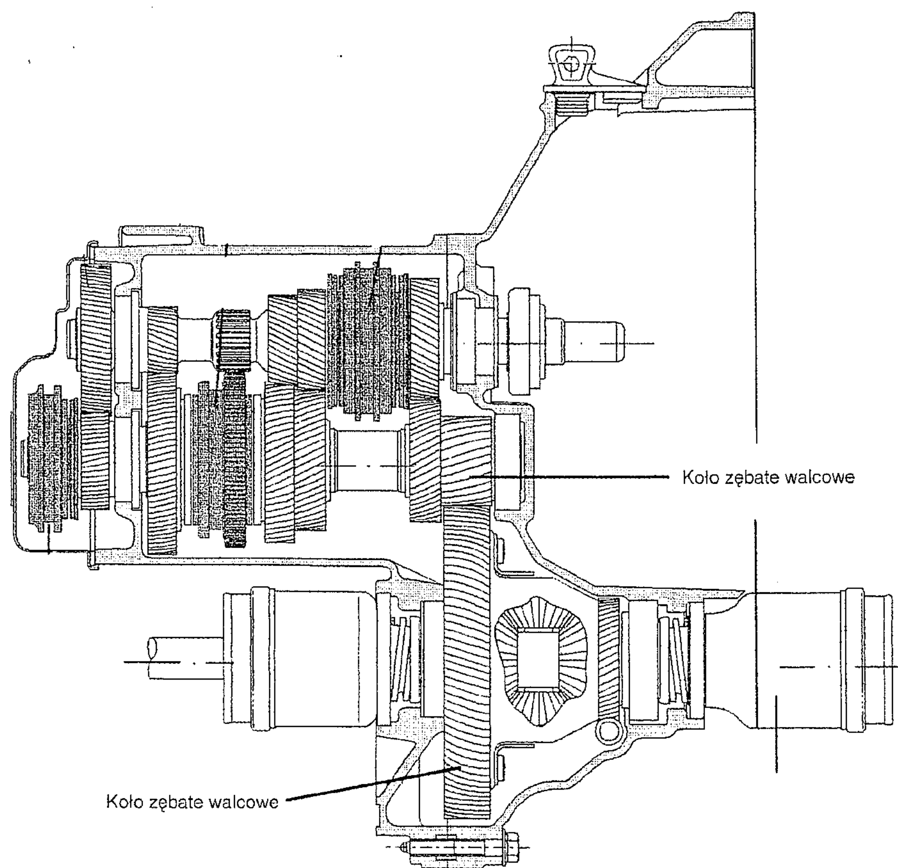


Rys. 21.18
Głowica szlifierska CBN z doprowadzaniem chłodziwa

21.2. Walcowe przekładnie główne

Walcowe przekładnie główne są stosowane w samochodach z silnikiem umieszczonym poprzecznie (rys. 21.2).

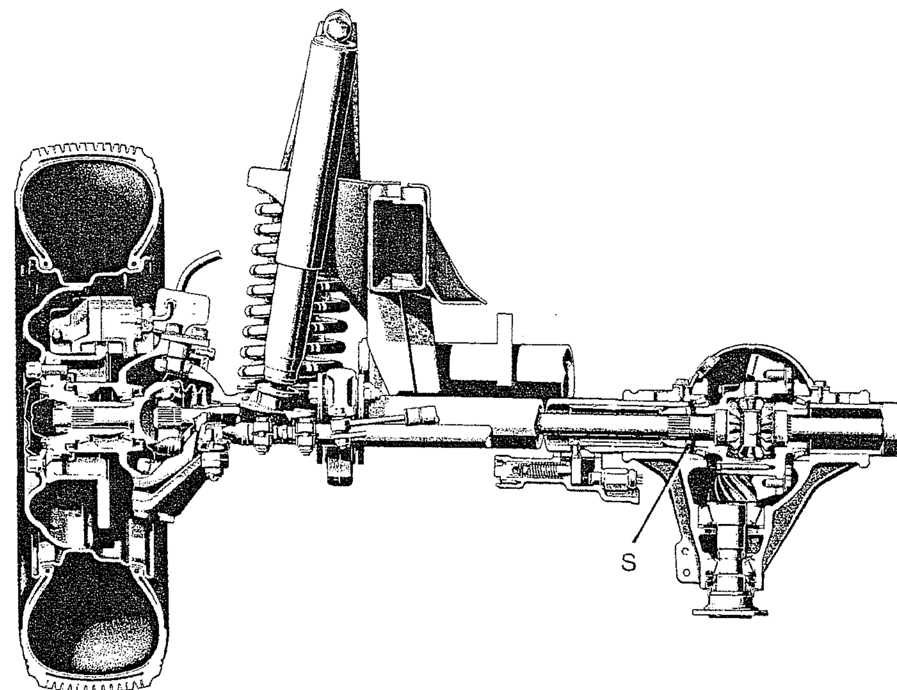
Zmiana kierunku przeniesienia momentu obrotowego na półosie napędowe nie jest w tym przypadku potrzebna. Para kół walcowych przekładni głównej oraz mechanizm różnicowy są umieszczone we wspólnej obudowie ze skrzynką biegów (rys. 21.19). Ponieważ położenie kół zębatych przekładni jest zdeterminowane kształtem obudowy, możliwa jest tylko regulacja luzu międzyzębnego za pomocą odpowiednich podkładek dystansowych (porównaj rys. 21.16).



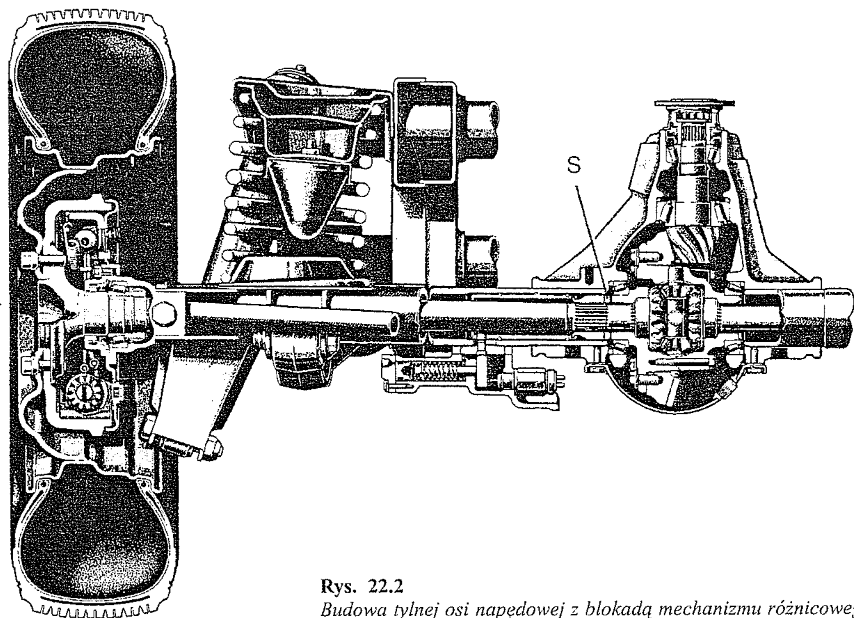
Rys. 21.19
Pięciobiegowa skrzynka biegów zintegrowana z walcową przekładnią główną

22. Osie sztywne i kierowane

W samochodach użytkowych, często także w samochodach terenowych, stosuje się osie napędowe sztywne albo kierowane. Na rysunkach 21.1 i 21.2 pokazano dla przykładu przednią i tylną oś samochodu terenowego Mercedes-Benz serii 463 z napędem wszystkich kół. Osie te, zwane też osiami napędu bezpośredniego, są wyposażone w mechanizmy różnicowe z odłączalną blokadą.



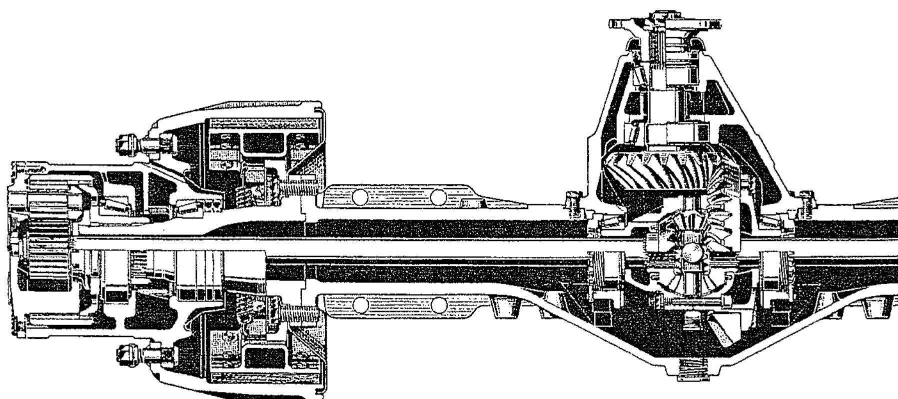
Rys. 22.1
Budowa przedniej osi napędowej z blokadą mechanizmu różnicowego (S)



Rys. 22.2
Budowa tylnej osi napędowej z blokadą mechanizmu różnicowego (S)

22.1. Mosty napędowe ze zwolnicami obiegowymi

W ciężkich samochodach użytkowych głównie są używane mosty napędowe dwustopniowe z dzieloną przekładnią główną. Pierwszy stopień stanowi przekładnia stożkowa, a drugi zwolnice obiegowe umieszczone w piastach kół. Taki most ma nieco mniejszą sprawność (ok. 0,92–0,96) ale za to charakteryzuje się istotną zaletą.



Rys. 22.3
Most napędowy samochodu użytkowego ze zwolnicami obiegowymi

W wyniku redukującego przełożenia, umieszczonych w piastach kół, przekładni planetarnych następuje wzmocnienie momentu obrotowego na kołach napędowych. Pozwala to na zastosowanie stosunkowo małej przekładni głównej i półosi napędowych o mniejszych przekrojach; cały układ przeniesienia napędu może być zaprojektowany nieco lżej.

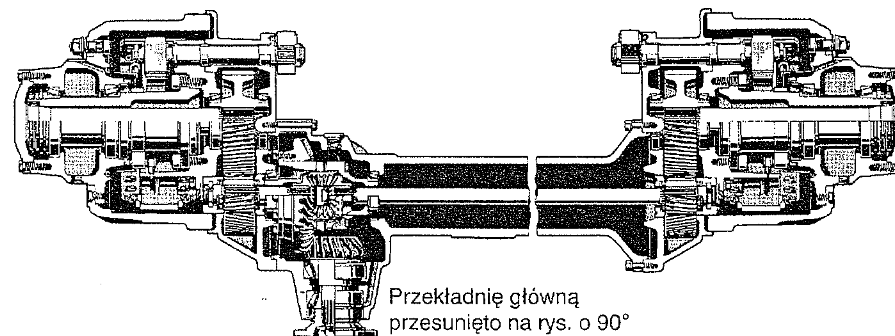
Na rysunku 22.3 pokazano most napędowy firmy ZF ze zwolnicami obiegowymi.

22.2. Mosty napędowe portalowe

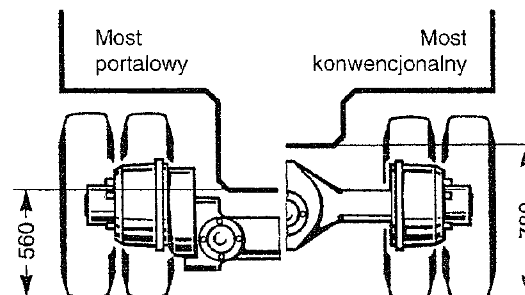
Chyba żadne inne rozwiązanie techniczne nie wpłynęło na konstrukcję autobusów miejskich tak jak portalowy most napędowy (rys. 22.4). Jego cechą charakterystyczną jest opuszczenie na dół (tzw. przesunięcie portalowe) półosi napędowych z usytuowaną pośrodku albo z boku przekładnią główną z mechanizmem różnicowym.

Na rysunku 22.5 wyraźnie widać, że podłoga autobusu jest położona znacznie niżej, aniżeli w przypadku zastosowania konwencjonalnego mostu napędowego, co pozwoliło na skonstruowanie tzw. autobusu niskopodłogowego.

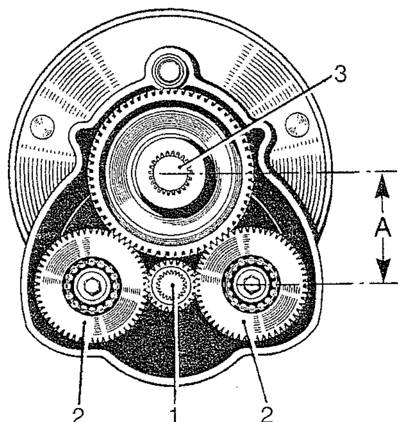
Dzięki stosunkowo dużemu przełożeniu przekładni bocznej (portalu) jest możliwe odpowiednie zmniejszenie momentu obrotowego, przenoszonego przez przekładnię



Rys. 22.4
Most portalowy ZF AV 131 do autobusu niskopodłogowego



Rys. 22.5
Porównanie poziomu podłogi przy zastosowaniu mostu portalowego i konwencjonalnego



Rys. 22.6
Przekładnia boczna (portal) mostu portalowego ZF AV 131
1 – koło napędzające, 2 – koła pośrednie, 3 – koło napędzane, A – przesunięcie portalowe

główną i mechanizm różnicowy. Podobnie jak w przypadku mostu napędowego ze zwolnicami obiegowymi, pozwoliło to na zmniejszenie gabarytów przekładni głównej i mechanizmu różnicowego.

Przekładnie boczne (portale) są przekładniami walcowymi z kołami o osiach stałych (rys. 22.6). Umieszczenie koła zębatego napędzającego (1) dokładnie w linii z kołami pośrednimi (2) pozwala zrezygnować z jego łożyskowania promieniowego; koło napędzające środkuje się samoczynnie. Dzięki temu istnieją optymalne warunki zazębienia i równomierny rozdział momentu obrotowego.

23. Zwalniacze

Obiegowa nazwa zwalniacza *retarder* pochodzi z języka francuskiego i znaczy „zwalniać”. Zwalnianie bądź hamowanie pojazdu jest w zasadzie zadaniem układu hamulcowego. Układ ten nie jest jednak w stanie zagwarantować w samochodach użytkowych pełnego bezpieczeństwa biernego i czynnego. Powód, to duże prędkości osiągane przez te pojazdy oraz zmieniające się warunki jazdy (duże i niejednorodne natężenie ruchu). Układ hamulcowy musi być dostosowany do tych zmiennych warunków.

Coraz większy nacisk na bezpieczeństwo ruchu drogowego spowodował potrzebę rozbudowy układów hamulcowych w samochodach użytkowych.


W razie przeciążenia hamulców zasadniczych powstaje zjawisko „fadingu”. Jeżeli zajdzie wówczas potrzeba gwałtownego hamowania awaryjnego, może się okazać, że siła hamowania gorących hamulców będzie niedostateczna.

Między innymi dlatego ustawodawca nakazał instalowanie dodatkowego niezależnego układu hamulcowego w samochodach przewożących niebezpieczne ładunki. Układ ten musi być zdolny całkowicie zastąpić hamulce zasadnicze. W razie potrzeby gwałtownego zatrzymania samochodu zimne hamulce zasadnicze są wtedy w stanie rozwinąć maksymalny moment hamujący.

Spośród różnych rozwiązań dodatkowych układów hamulcowych najbardziej skuteczne i najtańsze okazały się zwalniacze, które coraz powszechniej są stosowane w samochodach użytkowych. W zależności od *zasady działania* rozróżnia się zwalniacze:

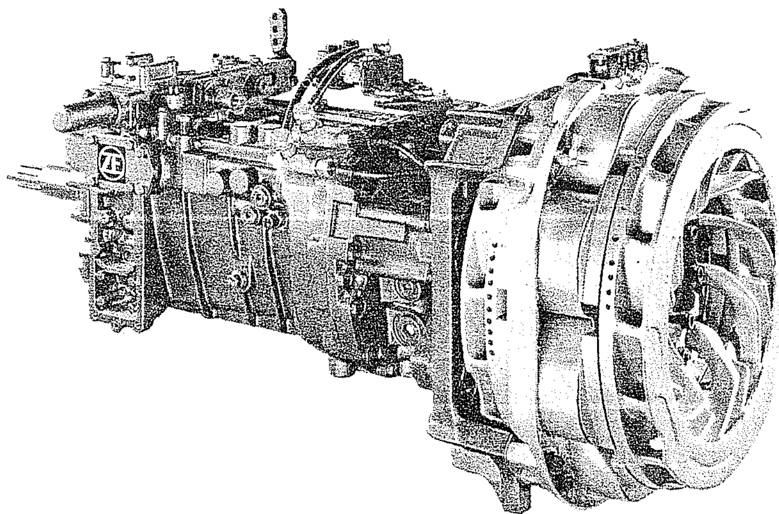
- elektromagnetyczne, wykorzystujące prądy wirowe oraz
- hydrodynamiczne (hamulce przepływowe).

Z punktu widzenia ich *umiejscowienia* zwalniacze dzieli się na:

- bocznikowe (montowane przed skrzynką biegów) oraz
- szeregowe (montowane za skrzynką biegów).

23.1. Zwalniacze elektromagnetyczne

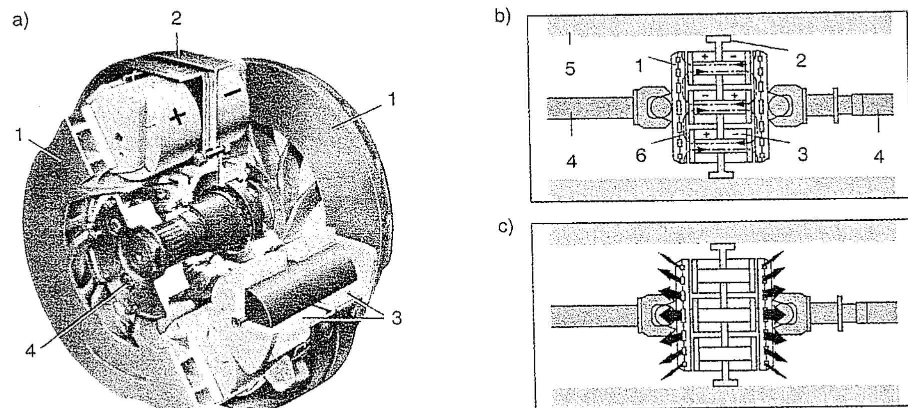
Zwalniacze elektromagnetyczne zawsze są umiejscowione między skrzynką biegów a mostem napędowym (zwalniacze szeregowe). Mogą być zamontowane bezpośrednio na obudowie skrzynki biegów (rys. 23.1), na obudowie mostu napędowego albo oddzielnie, na wale napędowym.



Rys. 23.1
Zwalniacz elektromagnetyczny Telma F 191 zabudowany na obudowie skrzynki biegów ZF serii Ecomid (Źródło: Firma Telma)

Budowa i działanie

Zwalniacz elektromagnetyczny (rys. 23.2a) składa się z dwóch tarcz wirnika (1), połączonych sztywno z wałem napędowym (4). Pomiędzy tarczami jest umieszczony nieruchomy stojan (2), połączony z obudową (5) i zawierający liczne elektromagnesy (3)



Rys. 23.2
Zwalniacz firmy Telma serii CC (Źródło: Firma Telma)
a – budowa, b – pole magnetyczne, c – odprowadzanie ciepła
1 – wirniki z łopatkami, 2 – stojan, 3 – elektromagnesy, 4 – wał napędowy, 5 – obudowa, 6 – linie pola magnetycznego

ułożone tak, żeby ich biegunowość (plus – minus) nieustannie się zmieniała. Działanie zwalniacza oparte jest na prawie Faulta. Z chwilą włączenia zwalniacza przez elektromagnesy zaczyna płynąć prąd o natężeniu odpowiadającym wybranemu stopniowi hamowania. Wytworzone pole magnetyczne wywołuje prądy wirowe hamujące tarcze wirnika (rys. 23.2b).

Powstające przy tym ciepło jest odprowadzane do atmosfery przez łopatki tarcz wirnika (rys. 23.2c). Dzięki temu nie ma potrzeby stosowania dodatkowego układu chłodzenia zwalniacza.

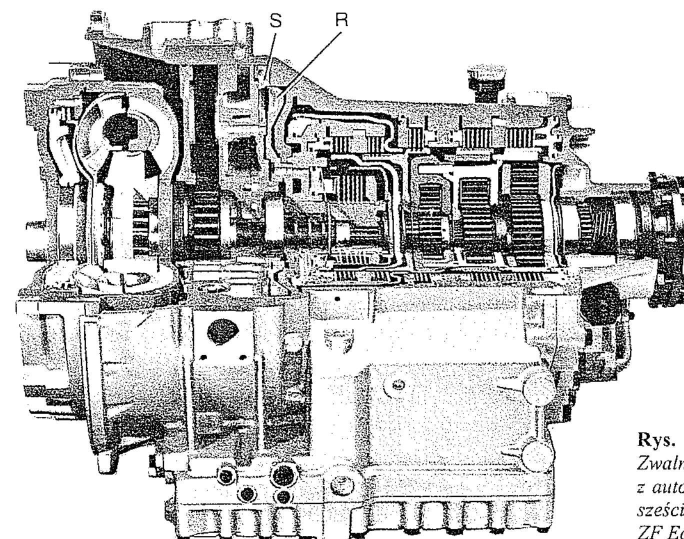
23.2. Zwalniacze hydrodynamiczne

Zwalniacze hydrokinetyczne są hamulcami przepływowymi. W zamkniętej obudowie umieszczono naprzeciw siebie dwa koła łopatkowe (wirnik i stojan). Po włączeniu zwalniacza obudowa napełnia się olejem, który łopatki wirnika tłoczą w kierunku nieruchomych łopatek stojana (patrz rys. 15.5). Powstające przy tym „ciepło hamowania" jest odbierane z oleju w wymienniku ciepła połączonym z chłodnicą silnika.

Zwalniacze hydrodynamiczne mogą być zarówno szeregowe, jak i bocznikowe, o czym decyduje konstrukcja skrzynki biegów.

23.2.1. Zwalniacze bocznikowe

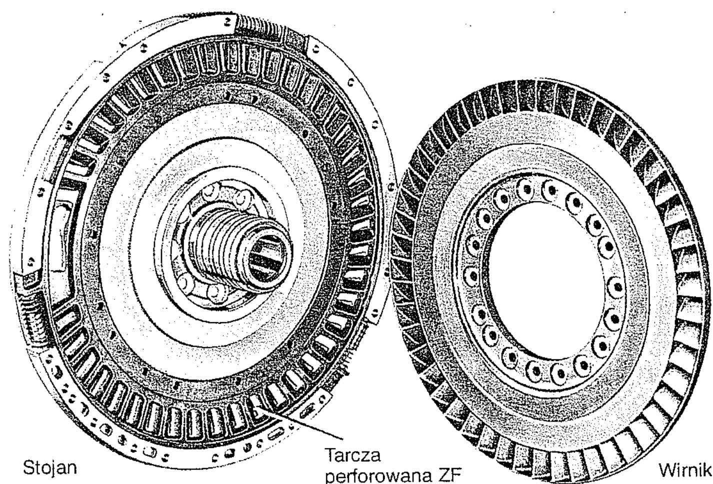
Zwalniacze bocznikowe przeważnie stosuje się razem z hydrokinetycznymi skrzynkami biegów (zautomatyzowane i całkowicie automatyczne skrzynki w samochodach użytkowych oraz skrzynki specjalne). W skrzynce są już wbudowane elementy przewidziane do współpracy ze zwalniaczem, jak np. pompa oleju o zwiększonej wydajno-

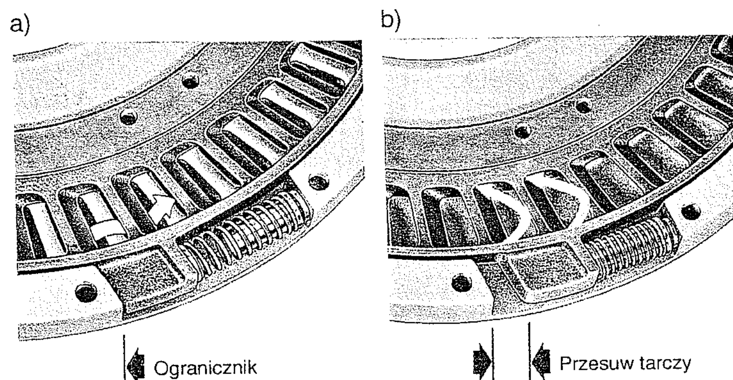


Rys. 23.3
Zwalniacz zintegrowany z automatyczną pięcio- lub sześciobiegową skrzynką biegów ZF Ecomat

ści, większe napełnienie olejem, chłodnica oleju itd.). Zwalniacze bocznikowe są zintegrowane ze skrzynkami biegów i przeważnie osadzone między przekładnią hydrokinetyczną, a mechaniczną przekładnią planetarną (rys. 23.3). Takie usytuowanie zwalniacza pozwala na korzystanie z pełnej siły hamowania na każdym biegu.

Poza podstawowymi elementami, tj. wirnikiem i stojanem, zwalniacz bocznikowy firmy ZF jest dodatkowo wyposażony w ułożyskowaną obrotowo w stojanie tarczę perforowaną (rys. 23.4). Przy wyłączonym zwalniaczu tarcza jest przesunięta o pół podziałki łopatek, co powoduje odsłonięcie kanałów przepływu powietrza i zmniejszenie oporów przepływu. Dzięki temu straty zwalniacza mogą być obniżone do jednej czwartej zwyczajowej wartości.





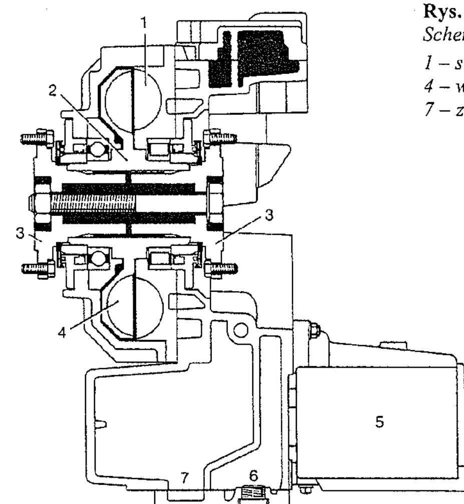
Rys. 23.4
Zwalniacz bocznikowy z opatentowaną przez ZF tarczą perforowaną
a) stojan z tarczą w położeniu neutralnym, b) stojan z tarczą w położeniu hamowania

23.2.2. Zwalniacze szeregowe

Z mechanicznymi skrzyniami biegów współpracują głownie zwalniacze bocznikowe. Ich usytuowanie może być różne:

- między skrzynką biegów a tylnym mostem,
- mocowane do obudowy skrzynki biegów,
- zintegrowane ze skrzynką biegów.

Opisane zostaną zwalniacz do odrębnej zabudowy i zwalniacz zintegrowany ze skrzynką biegów. Pokazany na rysunku 23.5 zwalniacz Voith 120 jak większość konstrukcji tej firmy ma własny obieg oleju. W połączeniu z układem sterowania „Logoprop" jest to bardzo wydajne rozwiązanie skutecznego hamowania pojazdu.



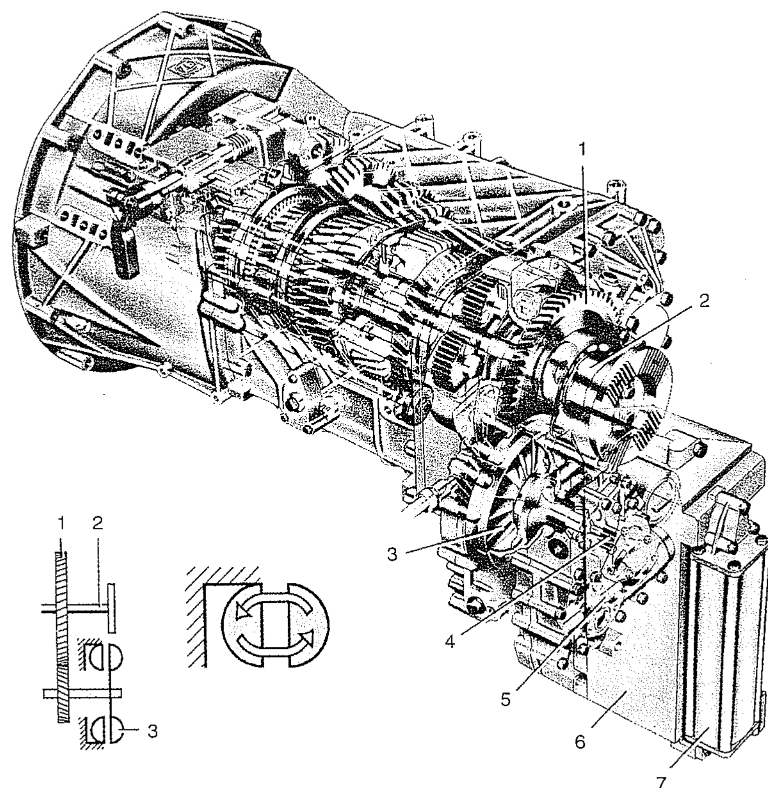
Rys. 23.5
Schemat zwalniacza Voith 120
1 – stojan, 2 – wał wirnika, 3 – wyjście na wał napędowy, 4 – wirnik, 5 – wymiennik ciepła, 6 – spust oleju, 7 – zbiornik oleju

Na rysunku 23.6 przedstawiono hydrodynamiczny zwalniacz szeregowy całkowicie zintegrowany ze skrzynką biegów – ZF-Intarder.

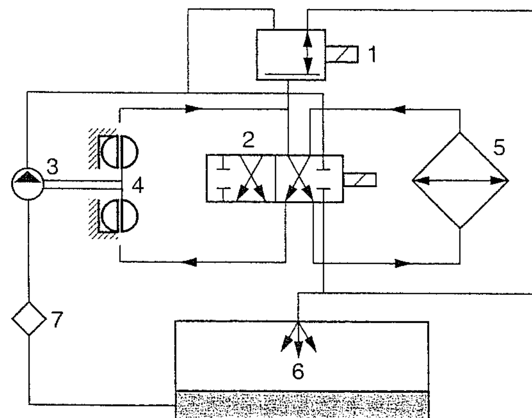
Wirnik (3) i pompa oleju zwalniacza (4) są napędzane przez przyspieszającą przekładnię zębatą o przełożeniu 1:2, której większe koło (1), jest osadzone na wałku głównym skrzynki biegów (2). Akumulator hydrauliczny (7) wspomaga szybkie napełnienie olejem obwodu hydraulicznego, a tym samym szybkie reagowanie zwalniacza. Hydrauliczne urządzenie sterujące (5) i wymiennik ciepła (6) znajdują się także wewnątrz skrzynki biegów. Pozwala to na eliminację zewnętrznych przewodów olejowych.

ZF-Intarder wyróżnia się dużą skutecznością przy stosunkowo niewielkiej masie własnej oraz wspólnym ze skrzynką biegów obiegiem oleju.

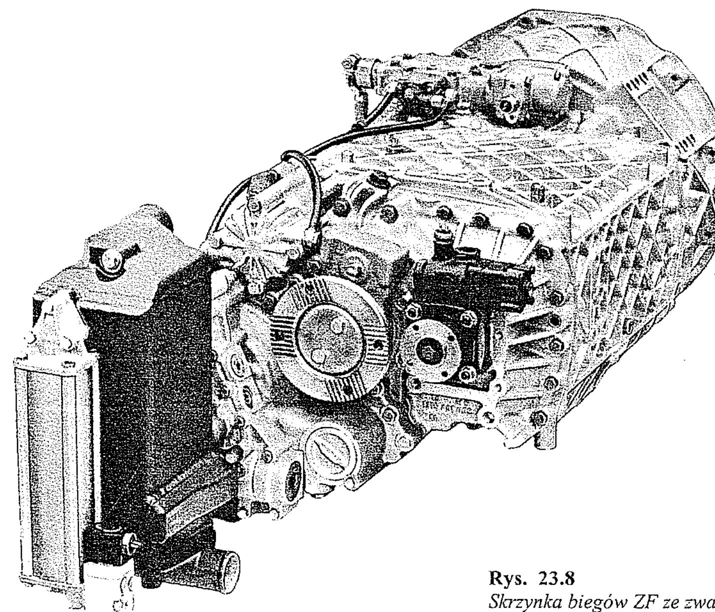
Wspólny obieg oleju ma tę zaletę, że przy odłączonym zwalniaczu wymiennik ciepła pracuje na potrzeby skrzynki biegów. W trakcie hamowania olej przepływa w obiegu zamkniętym między zwalniaczem a chłodnicą oleju. Po wyłączeniu zwalniacza pompa oleju tłoczy olej z miski olejowej skrzynki biegów do chłodnicy (rys. 23.7). Dzięki



Rys. 23.6
Skrzynka biegów ZF-Ecosplit ze zintegrowanym zwalniaczem szeregowym ZF-Intarder
1 – przekładnia zębata przyspieszająca, 2 – wałek główny skrzynki biegów, 3 – wirnik i stojan, 4 – pompa oleju, 5 – hydrauliczne urządzenie sterujące, 6 – wymiennik ciepła, 7 – akumulator hydrauliczny



Rys. 23.7
Obwód hydrauliczny zwalniacza
1 – zawór regulacyjny,
2 – proporcjonalny zawór sterujący,
3 – pompa oleju, 4 – wirnik i stojan,
5 – chłodnica oleju, 6 – skrzynka biegów



Rys. 23.8
Skrzynka biegów ZF ze zwalniaczem (ZF Intarder)

temu nie dochodzi do przegrzania oleju i jego średnia temperatura jest utrzymywana na stosunkowo niskim poziomie. To z kolei opóźnia proces starzenia oleju i przedłuża trwałość wszystkich elementów zwalniacza.

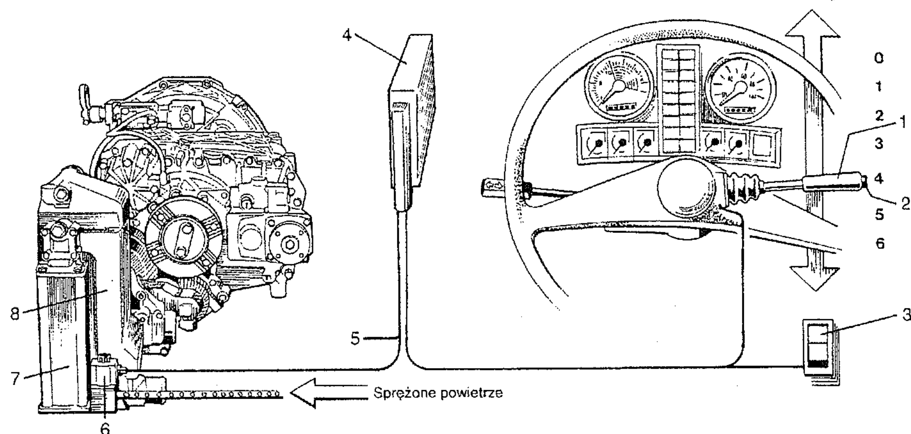
Rysunek 23.8 ilustruje wysoki stopień integracji ZF-Intarder ze skrzynką biegów. Boczne przesunięcie zwalniacza ułatwia dostęp do kołnierza wałka głównego skrzynki biegów i montaż wału napędowego. Nie ma też utrudnień w montowaniu wszelkiego rodzaju przystawek odbioru mocy.

23.3. Układy sterowania zwalniaczy

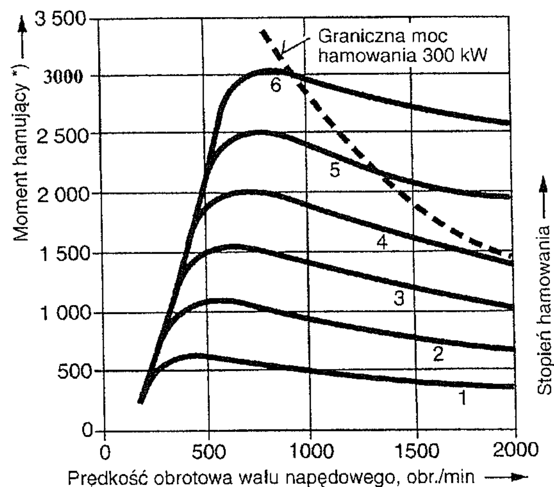
Zwalniacze zarówno elektromagnetyczne jak i hydrodynamiczne na ogół są sterowane ręcznie, za pomocą wielopołożeniowej dźwigni przy kole kierownicy.

Na rysunku 23.9 pokazano dla przykładu układ sterowania ZF-Intarder. Przesuwając dźwignię (1) można wybrać jeden z sześciu dostępnych stopni hamowania. Generowany ruchami dźwigni sygnał elektryczny, jest odpowiednio przetwarzany w elektronicznym module sterującym na wartości ciśnienia hydraulicznego, od którego zależy stopień napełnienia zwalniacza olejem.

W celu maksymalnego skrócenia czasu reakcji zwalniacza, znajdujący się w akumulatorze hydraulicznym (7) olej jest „wstrzeliwany" przez proporcjonalny zawór sterujący (6) do obwodu hydraulicznego natychmiast po uruchomieniu dźwigni wyboru stopnia hamowania (1). Zwalniacz może pracować w trybie normalnym albo tzw. *bremsomat*.



Rys. 23.9
Układ sterowania zwalniacza ZF-Intarder
1 – dźwignia wyboru stopnia hamowania, 2 – przycisk wyboru trybu bremsomat, 3 – główny wyłącznik zwalniacza, 4 – elektroniczny moduł sterujący, 5 – przyłącza elektryczne do – czujnika temperatury – czujnika prędkości obrotowej – proporcjonalnego elektrozaworu sterującego, 6 – proporcjonalny zawór sterujący, 7 – akumulator hydrauliczny, 8 – chłodnica wodno-olejowa



Rys. 23.10
Charakterystyki momentu hamującego sześciu stopni hamowania

W **normalnym trybie** pracy każdemu położeniu dźwigni jest przyporządkowany jeden stopień hamownia (rys. 23.10) od 0 do 6.

W celu wyboru **trybu bremsomat** kierowca używa przycisku (pozycja 2 na rysunku 23.9) na dźwigni wyboru stopnia hamowania. Przycisk służy do programowania żądanej prędkości podczas zjazdu ze wzniesienia.

Przesunięcie dźwigni w położenie zerowe uruchamia moduł elektroniczny, który automatycznie programuje konieczny moment hamujący dla wybranej stałej prędkości jazdy.

Moduł elektroniczny zawiera także dodatkowe funkcje bezpieczeństwa jak np. ochrona centralnego układu chłodzenia przed przegrzaniem. Jest to osiągane przez regulację momentu hamującego na podstawie wartości temperatury cieczy chłodzącej. Ograniczenie do 300 kW mocy hamowania (rys. 23.10) zabezpiecza przed nadmiernym przegrzaniem układu chłodzenia, powodującym zbyt szybką regulację ograniczenia momentu hamującego.

24. Holowanie i pchanie samochodów z punktu widzenia układu napędowego

24.1. Holowanie samochodów

Holowanie samochodu z uszkodzoną skrzynką biegów

W samochodach o *tradycyjnej konstrukcji* należy odłączyć wał napędowy od mechanizmu różnicowego tylnego mostu i odpowiednio go przymocować.

W samochodach z napędem kół przednich albo tylnych należy koła napędowe unieść i ustawić na wózku. Używając jako holownika dźwigu samochodowego, musi być uniesiona w górę oś z kołami napędowymi.

Holowanie samochodu z uszkodzonym silnikiem

W większości przypadków samochód z uszkodzonym silnikiem musi być odholowany do warsztatu naprawczego.

a) *Holowanie samochodów o tradycyjnej konstrukcji*, tj. posiadających silnik, sprzęgło cierne, mechaniczną skrzynkę biegów i napęd tylnych kół.

Holowanie na niewielką odległość do 20 kilometrów i przy prędkości do 60 km/h nie powinno nastręczać problemów. Jeżeli do pokonania jest znacznie większy dystans, należy co ok. 10 kilometrów wcisnąć sprzęgło, ostrożnie włączyć najwyższy bieg, następnie wyłączyć bieg i powoli zwolnić pedał sprzęgła. Dzięki takiemu zabiegowi przez chwile, poprzez wałek główny, będzie się także obracać wałek pośredni skrzynki biegów. Osadzone na nim koła zębate, obracając się, doprowadzą olej do łożysk i pozostałych elementów skrzynki biegów, wymagających smarowania.

Jeżeli samochód musi być holowany na znaczną odległość i z większą prędkością, konieczne jest odłączenie wału napędowego od mostu napędowego i odpowiednie przymocowanie do podwozia!

Przed holowaniem samochodu ciężarowego albo dostawczego należy koniecznie zapoznać się z zaleceniami producenta w tym zakresie. Niekiedy jest konieczne napełnienie skrzynki biegów olejem ponad normalny poziom.

b) *Holowanie samochodów z przednim napędem* nie nastręcza żadnych problemów. Nisko położony wałek główny zanurzony w kąpieli olejowej obraca się podczas jazdy. Smarowanie skrzynki biegów jest równie dobre, jak podczas normalnej jazdy. Nie ma ograniczeń co do trasy i prędkości holowania takiego pojazdu.

Holowanie samochodów z automatyczną skrzynką biegów

Należy bezwzględnie przestrzegać zaleceń producentów w zakresie holowania!

Najczęściej zalecenia te są zawarte w instrukcji obsługi samochodu.

Koła zębate przekładni planetarnych są znacznie mniej odporne na niedostateczne smarowanie w porównaniu z przekładniami z kołami walcowymi. Dlatego niektórzy producenci *zabraniają holowania samochodów z automatycznymi skrzynkami biegów*!

Ogólnie rzecz biorąc obowiązują następujące zasady:

- ❑ nie należy holować samochodu na odległość większą niż 50 km,
- ❑ prędkość holowania nie powinna przekraczać 50 km/h.

Jeżeli auto musi być holowane na znaczną odległość, należy odłączyć wał napędowy.
Wyjątek: samochody z automatyczną skrzynką biegów wyposażone w *drugą pompę oleju* można bez problemów holować na dowolne odległości, bez ograniczania prędkości. Druga pompa oleju nie jest napędzana od silnika, lecz od wałka głównego skrzynki biegów, połączonego (bez możliwości odłączenia) z napędowymi kołami jezdnymi. Ruch samochodu zapewnia więc napęd drugiej pompy i tłoczenie oleju do przekładni hydrokinetycznej i dalej do przekładni planetarnej, która jest w wystarczającym stopniu smarowana. Wszystkie modele *automatycznych skrzynek biegów w samochodach Daimler-Benz* mają drugą pompę oleju. Holowanie tych pojazdów jest więc całkowicie bezpieczne.

Holowanie samochodów ze zautomatyzowanymi skrzynkami biegów

Samochody zarówno z przednim jak i tylnym napędem, wyposażone w takie skrzynki mogą być holowane bez przeszkód. Z punku widzenia skrzynki biegów nie ma ograniczeń w zakresie odległości i prędkości holowania. Układ smarowania skrzynki działa tak jak opisano w punkcie b). Do samochodów o napędzie tylnych kół odnoszą się zalecenia z punktu a).

Holowanie samochodów z napędem wszystkich kół

Jeżeli samochód ma odłączalny napęd wszystkich kół, należy go odłączyć i w razie holowania postępować jak w przypadku pojazdu z napędem jednej osi. Można także unieść na czas holowania jedną oś.

Natomiast w samochodach z automatycznie włączanym albo ze stałym napędem wszystkich kół holowanie, także po uniesieniu jednej osi, może być niebezpieczne z uwagi na niedostateczne smarowanie skrzynki biegów. Należy bezwzględnie przestrzegać zaleceń producenta w odniesieniu do holowania takiego pojazdu.

24.2. Pchanie samochodów

Wszystkie pojazdy z mechanicznymi skrzynkami biegów i klasycznym sprzęgłem można pchać w celu rozruchu silnika bez żadnych dodatkowych ograniczeń.

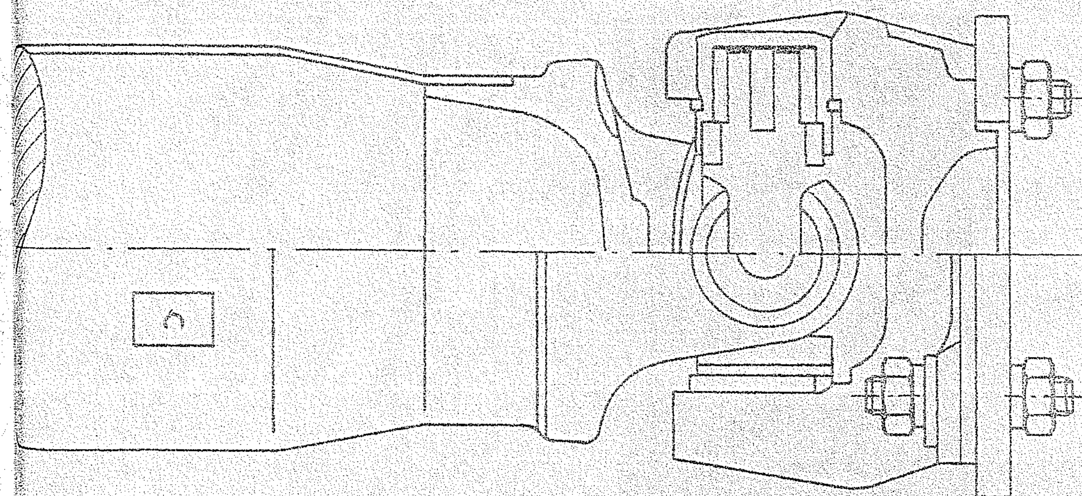
Pchanie samochodów z automatyczną skrzynką biegów

W zasadzie nie jest skuteczne, gdyż do włączenia biegu jest *potrzebne ciśnienie hydrauliczne* o odpowiedniej wartości. Ponieważ silnik nie pracuje, jest także unieruchomiona

pompa oleju. Nie może być zatem wytworzone odpowiednie ciśnienie hydrauliczne, niezbędne do włączenia biegu.

Wyjątek: samochody z całkowicie automatyczną skrzynką biegów, wyposażone w *drugą pompę oleju*. Dotyczy to wszystkich modeli Daimler-Benz. Samochody tej marki mogą być pchane bez ograniczeń. Prędkość pchania, niezbędna do uruchomienia silnika jest w przypadku automatycznych skrzynek biegów znacznie wyższa, aniżeli w odniesieniu do skrzynek zautomatyzowanych.

Część C
Wały i przeguby

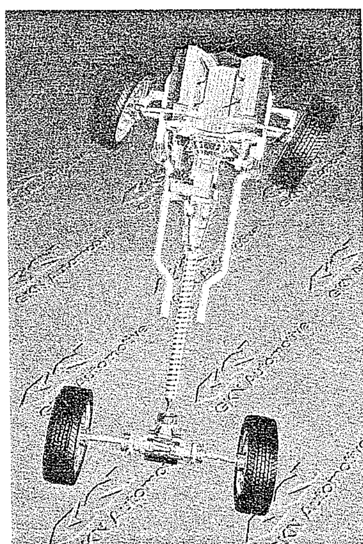


25. Wiadomości podstawowe

25.1. Zadania wałów przegubowych

Wytworzony przez silnik moment obrotowy musi być poprzez skrzynkę biegów i mechanizm różnicowy przeniesiony na koła napędowe. Zadanie to należy do wałów i półosi napędowych. Nie mogą być to jednak połączenia sztywne z uwagi na wzajemne ruchy elementów układu napędowego (elastyczne zawieszenie kół i osi). Przeniesienie momentu obrotowego z umieszczonego z przodu silnika na tylną oś napędową wymaga zastosowania wału napędowego wyposażonego w przeguby.

Wały przenoszące napęd muszą spełnić wymagania pracy w dużym zakresie prędkości obrotowych i przy różnych kątach załamania przegubów, a także mieć zdolność kompensacji wzdłużnej. Zróżnicowane rozwiązania układu napędowego samochodu warunkują budowę wałów przegubowych (rys. 25.1).



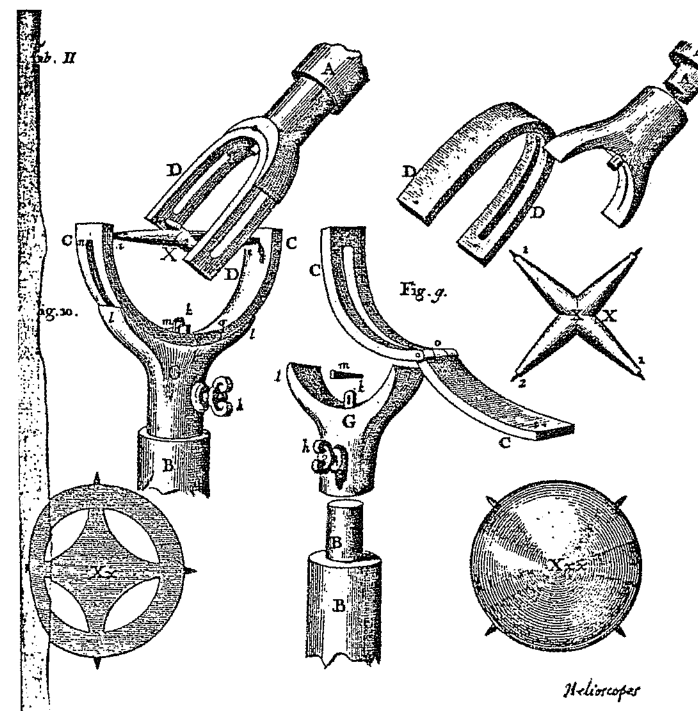
Rys. 25.1
Układ napędowy samochodu (Źródło: GKN)

25.2. Historia

Już w chwili konstruowania pierwszych samochodów musiano rozwiązać problem przeniesienia napędu. Pierwsze modele miały napędzane tylne koła, gdyż nie potrafiono jeszcze rozwiązać napędu kół przednich; poza koniecznością kompensacji długości półosi napędowych należało jeszcze równo rozdzielić moment napędowy w każdym położeniu skręconych i amortyzowanych kół. W samochodach z tylnym napędem przeniesienie momentu obrotowego silnika na sztywną oś tylną dokonano za pomocą wału napędowego z przegubami krzyżakowymi. Było to o tyle proste rozwiązanie, że kąty załamania przegubów były stosunkowo małe i nie rzutowały na zachowanie się pojazdu podczas jazdy. Później zastosowano przeguby krzyżakowe także do przeniesienia napędu na koła przednie.

Przegub krzyżakowy wynaleziono już w 16 wieku. Za ojców wynalazku uznaje się Włocha Geronimo Cardano i Anglika Roberta Hooke. Cardano opracował *przegub pierścieniowy*, który pozwalał na utrzymanie kompasu w płaszczyźnie poziomej niezależnie od stanu morza i przechyłów statku.

Hooke w roku 1664 opatentował *przegub pierścieniowy*, umożliwiający połączenie dwóch wałów o osiach nierównoległych względem siebie (rys. 25.2).



Rys. 25.2
Przegub uniwersalny Roberta Hooke (Źródło: GKN)

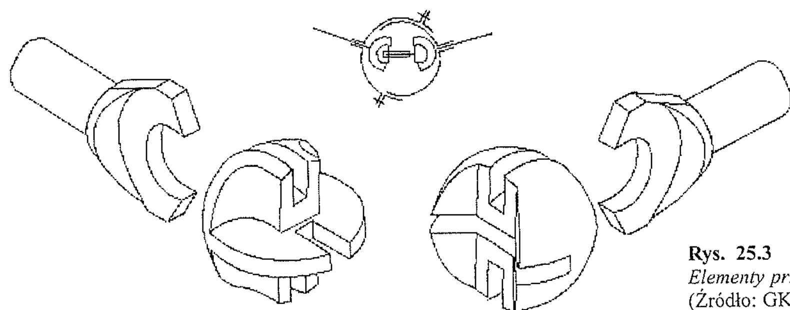
Stosowane jeszcze powszechnie nazwy przegub Cardana albo przegub Hooka przypominają ich wynalazców.

Pod naciskiem rosnących oczekiwań i wymagań pod adresem samochodów udoskonalano układ napędowy, rozwiązano problem przedniego napędu i wynaleziono przegub synchroniczny (nazywany także równobieżnym albo homokinetycznym).

Obecnie w samochodach osobowych przeguby krzyżakowe są stosowane tylko w wałach napędowych, a i to coraz rzadziej. W samochodach użytkowych nadal występują w wałach napędowych, a jako przeguby podwójne także w półosiach napędowych. Różnice między przegubem krzyżakowym a synchronicznym zostaną omówione w tym rozdziale.

W roku 1926 Francuz Pierre Fenaille opracował i opatentował tzw. *przegub Tracta*. Składa się on z czterech elementów połączonych ze sobą prowadnicami ślizgowymi. Przegub ten musiał być umieszczony w kulistej czaszy, bez której rozpadłby się na części. Przegub mógł przenosić moment obrotowy o dużej wartości, jego produkcja była stosunkowo prosta i nie wymagała użycia specjalnych obrabiarek. Dlatego też w okresie II Wojny Światowej przegub *Tracta* znalazł zastosowanie w wielu francuskich, brytyjskich i amerykańskich samochodach wojskowych z napędem wszystkich kół.

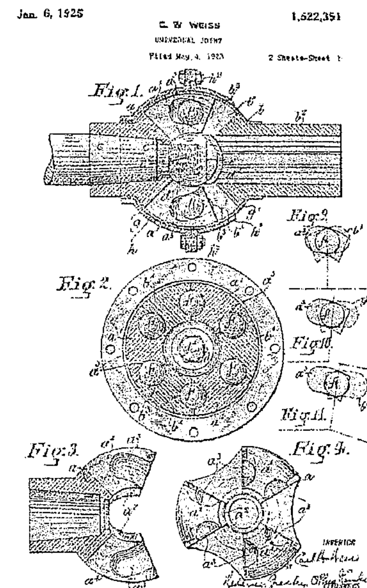
W odniesieniu do przegubu *Tracta* (rys. 25.3) po raz pierwszy użyto pojęcia *homokinetyczny*, które do tej pory odnosi się do przegubów równobieżnych, czyli synchronicznych. Przegub *Tracta* nie jest już stosowany.



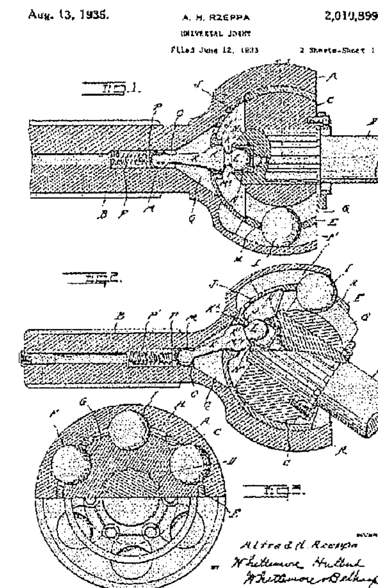
Rys. 25.3
Elementy przegubu Tracta
(Źródło: GKN)

Także w Stanach Zjednoczonych pracowano nad przegubami równobieżnymi. 4 maja 1923 roku Carl W. Weiss opatentował swoją konstrukcję przegubu (rys. 25.4). Jego produkcję rozpoczęto w roku 1934, ale dopiero po II Wojnie Światowej znalazł powszechniejsze zastosowanie. Jeszcze w połowie lat osiemdziesiątych przegub *Weissa* montowano w samochodach Mercedes-Benz. Wadą przegubu *Weissa* był niewielki kąt załamania wału, maksymalnie 20° (dla porównania w przegubie *Tracta* do 50°) i dlatego był stosowany tylko w samochodach z tylnym napędem. Stosunkowo duża masa przegubu *Weissa* była jednym z istotnych powodów zarzucenia tej konstrukcji.

Obecnie najbardziej rozpowszechniony jest przegub synchroniczny, oparty na opatentowanej w czerwcu 1933 roku konstrukcji pracownika zakładów Forda, inżyniera Alfreda Hansa Rzeppy (rys. 25.5). Doprowadzenie pomysłu Rzeppy do obecnego sta-



Rys. 25.4
Rys. z patentu na przegub Weissa
(Źródło: GKN)



Rys. 25.5
Rys. z patentu na przegub Rzeppy
(Źródło: GKN)

nu technicznego wymagało ogromnej pracy. Największy wkład wniosły tutaj angielska firma *Hardy Spicer* i założona w roku 1948 niemiecka firma *Löhr & Brömkamp*. Na podstawie przegubu Rzeppy opracowały one obecnie stosowane przeguby synchroniczne z kompensacją wzdłużną.

25.3. Układy napędowe

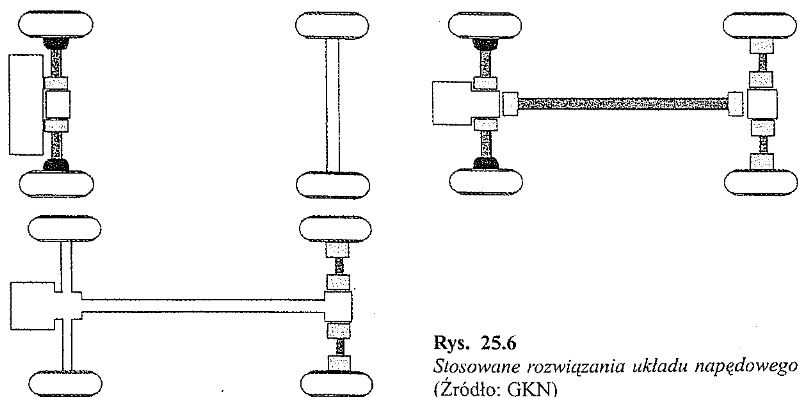
W produkowanych samochodach, poza nielicznymi wyjątkami, stosuje się wyłącznie przeguby synchroniczne (zwane też homokinetycznymi od greckiego homo = równy i kine = poruszać). Dlatego też omówione zostaną tylko układy napędowe z wykorzystaniem takich przegubów (rys. 25.6).

W samochodach **o przednim napędzie** są napędzane przednie koła.

Na półosiach napędowych od strony kół znajdują się przeguby synchroniczne ustalone (bez kompensacji wzdłużnej), a od strony skrzynki biegów przeguby z kompensacją wzdłużną. Przegub od strony koła musi mieć kąt załamania wynikający ze skrętu kół do ok. 50°.

Z racji poprzecznego ułożenie silnika i wynikającej z tego asymetrii w komorze silnika, półosie napędowe mają często różne długości.

W samochodach **o tylnym napędzie** są napędzane koła tylne. Na wale napędowym zarówno od strony skrzynki biegów, jak i tylnego mostu znajdują się przeguby syn-



Rys. 25.6
Stosowane rozwiązania układu napędowego
(Źródło: GKN)

chroniczne z kompensacją wzdłużną. Zmiana długości wału nie wynika ze skrętu kół, lecz z elastycznego zawieszenia tylnej osi.

W samochodach **o napędzie wszystkich kół** są, jak nazwa wskazuje, napędzane wszystkie koła. Półosie napędowe wyposażono tutaj w takie same przeguby, jak w przypadku napędu przedniego, albo tylnego. Moment obrotowy silnika jest przenoszony na tylne koła (albo na przednie, jeżeli silnik jest zabudowany z tyłu) za pośrednictwem wału napędowego. Jego prędkość obrotowa dochodzi do 6000 obr/min. Dlatego muszą być stosowane przeguby szybkoobrotowe.

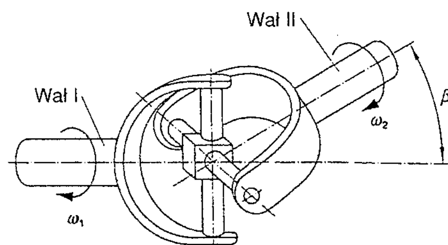
Budowa przegubów będzie szczegółowo omówiona w dalszej części rozdziału.

25.4. Podstawy teoretyczne

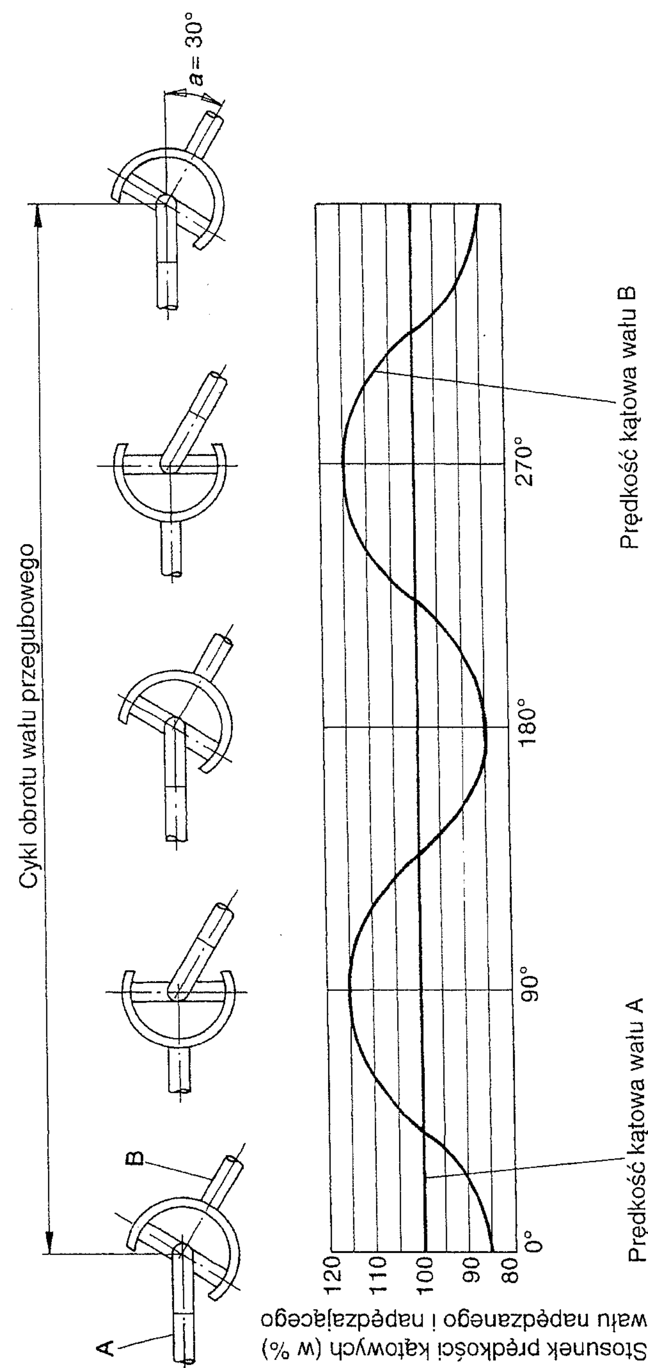
Wały i półosie napędowe mają nie tylko przenosić moment obrotowy, ale też musi się to odbywać równomiernie.

25.4.1. Prędkości kątowe

Wały napędowe z jednym tylko przegubem pracują nierównobieżnie (rys. 25.7). Jeżeli dwa wały zostaną połączone pod kątem β prostym przegubem krzyżakowym i wał I obraca się ze stałą prędkością kątową ω_1, to wał II będzie się obracał z nierówną prędkością kątową ω_2 (rys. 25.8).



Rys. 25.7
Wał napędowy tylko z jednym przegubem
(Źródło: GKN)



B = wał napędzany

A = wał napędzający

Rys. 25.8
Przebieg prędkości kątowej w zależności od położenia przegubu krzyżakowego (Źródło: Toyota)

Nierównobieżność, nazywana także błędem Kardana, wyraża się w sinusoidalnym przebiegu prędkości kątowej wału II jak to pokazano na rysunku 25.8 dla jednego pełnego obrotu (360°). W położeniach odpowiadających kątom 0°, 180° i 360° widełki przegubu wału I znajdują się w płaszczyźnie poziomej i ich prędkość obwodowa jest mniejsza aniżeli w położeniach w płaszczyźnie pionowej przy kątach obrotu 90° i 270°.

Opóźnienia i przyspieszenia krzyżaka przegubu powodują zmiany prędkości kątowej wału II. Opisana tu nierównobieżność uniemożliwia zgodne z założeniami konstrukcyjnymi rozmieszczenie (często elastycznie osadzonych) elementów układu napędowego. Dlatego w układzie napędowym wały przegubowe krzyżakowe mają zawsze dwa przeguby, w celu kompensaty ich nierównobieżności.

25.4.2. Kąt załamania przegubu

Kąt załamania przegubu β (rys. 25.9) mówi o tym, jak mogą być załamane osie wałów połączone przegubem, żeby był jeszcze spełniony wymóg równomiernego przeniesienia napędu i zachowana duża żywotność elementów. W technice samochodowej są dopuszczalne kąty załamania do 50°.

25.4.3. Wzajemne usytuowanie wałów przegubowych

Poprzez właściwe zamontowanie przegubów na obydwu końcach wału można zniwelować ich nierównobieżność. Rozróżnia się przy tym dwie techniki montażu wałów: typ „Z" i typ „W".

25.4.3.1. Układ typu „Z"

Układ typu „Z" albo inaczej: załamanie typu „Z" jest najczęściej stosowane w łączeniu wałów (rys. 25.10). Warunkami całkowitego zniwelowania nierównobieżności jest ustawienie widełek obydwu przegubów wału pośredniego w jednej płaszczyźnie. Także osie wału napędzającego i napędzanego muszą pozostawać w jednej płaszczyźnie, a kąty załamania przegubów być sobie równe.

25.4.3.2. Układ typu „W"

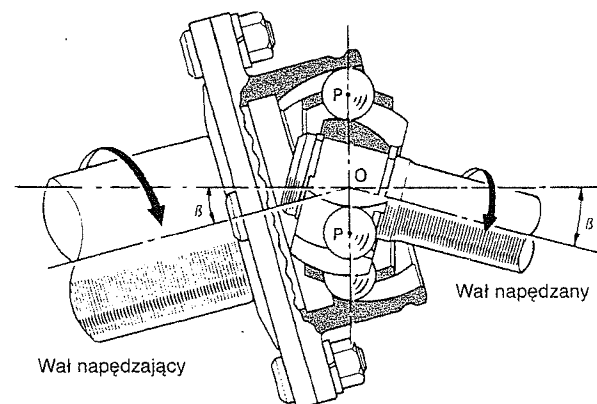
Innym sposobem na zniwelowanie niepożądanej różnicy prędkości obrotowych łączonych wałów I i II jest zastosowanie montażu typu „W" (rys. 25.11).

Także w tym przypadku warunkami całkowitego zniwelowania nierównobieżności jest zachowanie takich samych kątów załamania przegubów i ustawienie widełek obydwu przegubów w jednej płaszczyźnie.

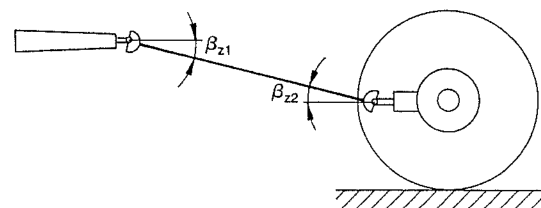
Dla obu technik montażowych wałów przegubowych, przy widoku z boku, kąty załamania przegubów powinny być jednakowe.

W razie bocznego przesunięcia w wariancie „Z", kąt przestrzenny powinien być jak najmniejszy.

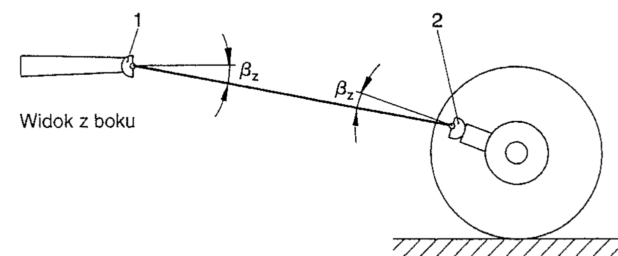
W wariancie „W" należy ustalić przesunięcie boczne, przy którym nie wystąpią niepożądane wahania prędkości obrotowej (rys. 25.12).



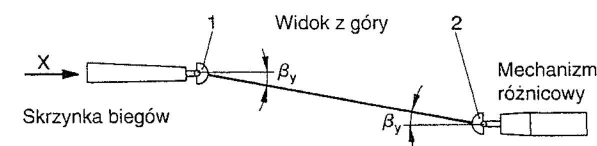
Rys. 25.9
Kąt załamania przegubu
(Źródło: GKN)



Rys. 25.10
Typ „Z" montażu wałów



Rys. 25.11
Typ „W" montażu wałów

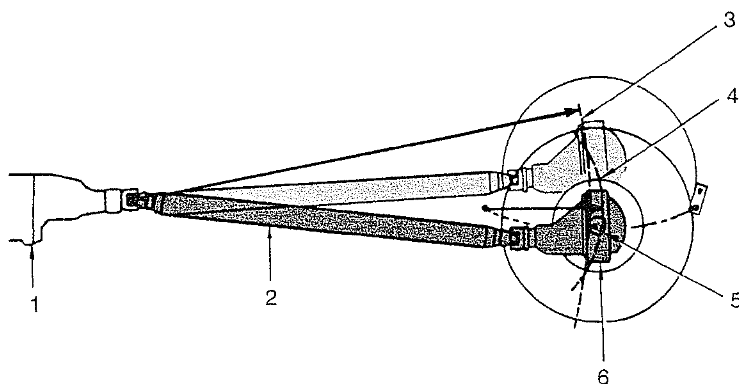


Rys. 25.12
Przesunięcie boczne

26. Wały napędowe

Moment obrotowy silnika umieszczonego z przodu jest przenoszony poprzez skrzynkę biegów i wał napędowy na mechanizm różnicowy.

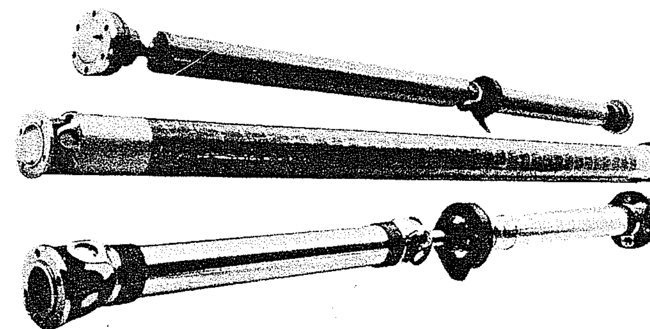
Skrzynka biegów jest sztywno mocowana do ramy podwozia. Natomiast mechanizm różnicowy wraz z całą tylną osią są poddane znacznym ruchom w płaszczyźnie pionowej, wywołanych reakcją zawieszenia na nierówności drogi oraz różnym stopniem obciążenia (załadunku) samochodu. Zawieszenie tylne musi być elastyczne. W wyniku tego między skrzynką biegów a tylna osią zmienia się zarówno odległość



Rys. 26.1
Krzywa załamania wału napędowego w samochodzie z tylnym napędem (Źródło: Toyota)
1 – skrzynka biegów, 2 – wał napędowy, 3 – krzywa załamania wału, 4 – krzywa ugięcia tylnej osi, 5 – różnica łuków, 6 – oś tylna

jak i wzajemne położenie kątowe (rys. 26.1). Konieczne jest więc zastosowanie wału przegubowego z kompensacją długości (rys. 26.2).

Na właściwości wału, obok typu przegubów, istotny wpływ ma materiał, z jakiego wykonano wał. W zależności od potrzeb, wały napędowe są wykonane ze stali, z aluminium albo z materiałów włóknistych. Poprzez wybór materiału można w dużym stopniu wpływać na masę wału, koszty produkcji i cichobieżność.

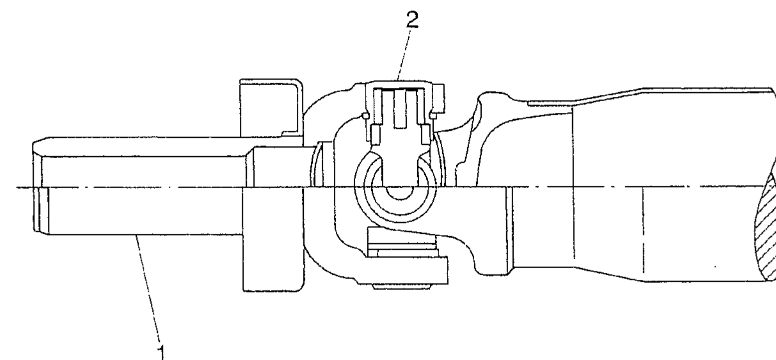


Rys. 26.2
Przykładowe konstrukcje wałów napędowych z aluminium, materiałów włóknistych i ze stali (Źródło: Toyota)

26.1. Budowa wału napędowego

Wały napędowe współczesnych samochodów mają na ogół dwa lub trzy przeguby. Na rysunku 26.3 pokazano jednoczęściowy wał przegubowy. W wykonaniu tym jest bardzo ważne, żeby obydwa widełki przegubu leżały w jednej płaszczyźnie.

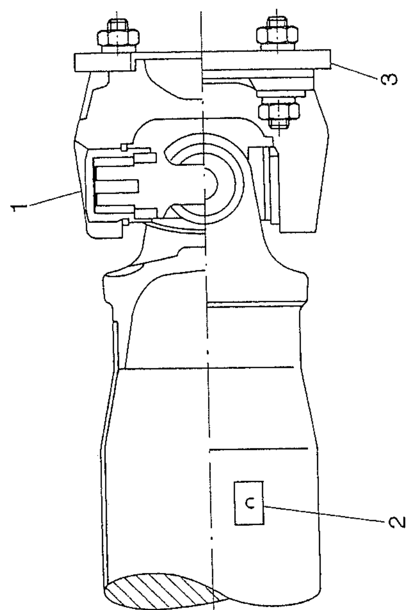
Przy przesunięciu widełek przegubu o 90° powstaje największa nierównobieżność ruchu obrotowego wału.



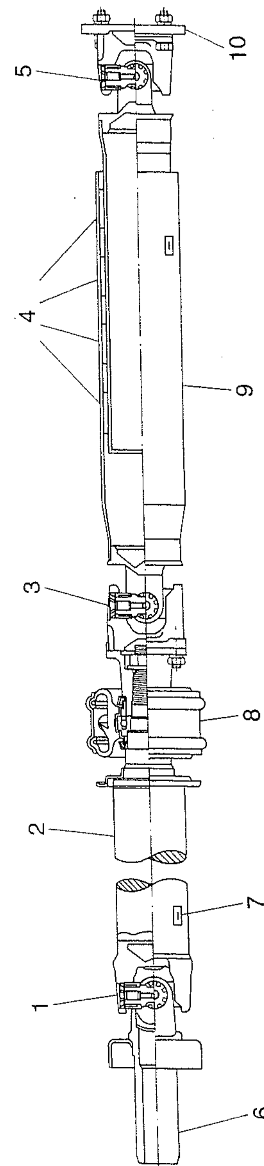
Rys. 26.3
Jednoczęściowy wał przegubowy (Źródło: Toyota)
1 – przesuwne widełki przegubu, 2 – przegub kardana

26.2. Wał napędowy z dwoma przegubami

Stosunkowo znaczne długości wałów napędowych, przy dużych prędkościach obrotowych, mogą prowadzić do trwałych odkształceń skrętnych i do bicia wału. Przy długich wałach napędowych ich wyrównoważenie jest szczególnie ważne (rys. 26.4).



Rys. 26.4
Typowy wał z dwoma przegubami krzyżakowymi (Źródło: Toyota)
1 – przegub kardana, 2 – masa wyrównoważająca, 3 – widełki z kołnierzem



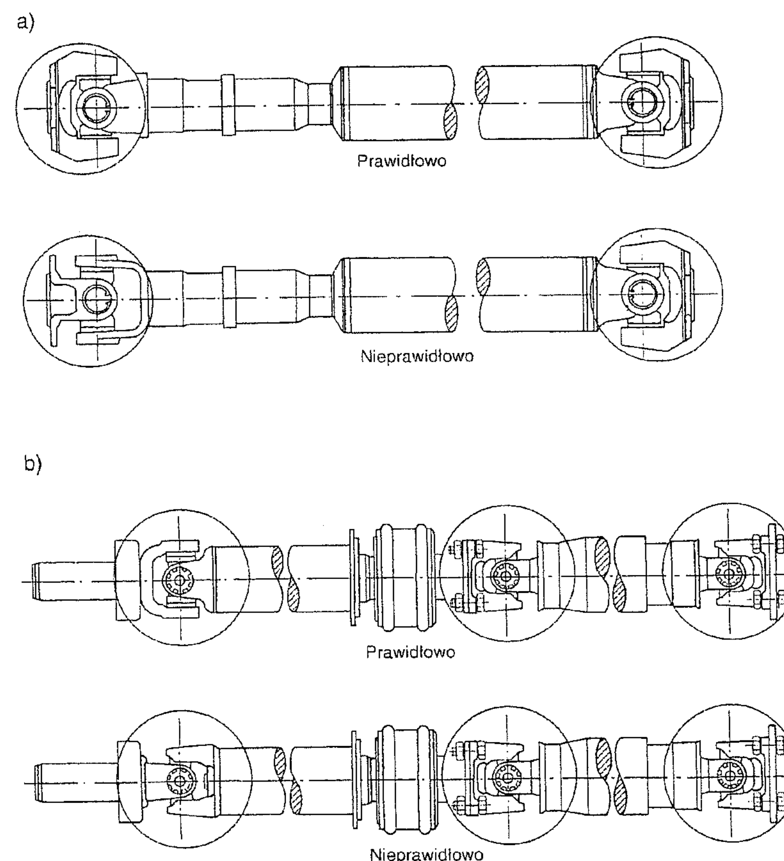
Rys. 26.5
Wał napędowy z trzema przegubami i łożyskiem pośrednim (Źródło: Toyota)
1 – przegub kardana, 2 – wał środkowy, 3 – przegub kardana, 4 – izolacja gumowa przeciwdrganiowa, 5 – przegub kardana, 6 – przesuwne widełki przegubu, 7 – masa wyrównoważająca, 8 – łożysko pośrednie, 9 – wał przegubowy, 10 – widełki z kołnierzem

26.3. Wał napędowy z trzema przegubami

Wały napędowe z trzema przegubami (rys. 26.5) pozwalają na omal całkowite usunięcie nieprawidłowości opisanym w punkcie 26.2. Ponieważ poszczególne odcinki wału są stosunkowo krótkie, ich bicie i drgania utrzymują się w akceptowalnych granicach.

26.4. Montaż wałów napędowych

Podczas montażu wałów napędowych należy bardzo zwracać uwagę na właściwe przyporządkowanie i ustawienie widełek przegubów (rys. 26.6). Pozwoli to uniknąć, spowodowanych biciem drgań i hałasowania wałów.



Rys. 26.6
Właściwe ustawienie widełek przegubów zabezpiecza przed biciem wału (Źródło: Toyota)
a) wał z dwoma przegubami, b) wał z trzema przegubami

Widełki przegubów przednich, środkowych i tylnych muszą być nawzajem jednakowo usytuowane. Niekiedy producenci wałów zaznaczają strzałkami właściwe położenie montażowe widełek.

26.4.1. Wyrównoważanie

Jednym z niezbędnych warunków prawidłowej pracy układu napędowego jest wyrównoważenie wału napędowego. Tylko w układach pracujących z prędkościami obrotowymi poniżej 500 obr/min można zrezygnować z wyrównoważania.

26.4.2. Smarowanie

Wały przegubowe przeważnie wymagają obsługi. Dopiero od pewnego czasu są oferowane wały bezobsługowe. Obsługa wału sprowadza się głównie do smarowania. Należy przy tym przestrzegać następujących zaleceń:

- przed smarowaniem oczyścić gniazdo smarowe (smarowniczkę),
- nie wtłaczać smaru pod dużym ciśnieniem lub uderzeniowo, porcjami,
- wały napędowe składowane dłużej niż 6 miesięcy muszą być przed montażem ponownie nasmarowane,
- nie czyścić wałów napędowych silnym strumieniem wody albo pary,
- po każdym czyszczeniu nasmarować wał aż do wypłynięcia smaru przez uszczelnienia łożysk.

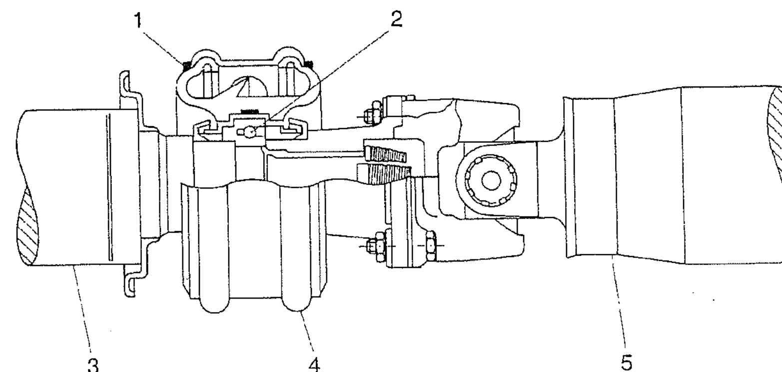
Jeżeli producent nie nakazuje inaczej, powinno się przestrzegać zaleconych w tabeli 26.1 okresów przeglądu i konserwacji wałów napędowych.

Tablica 26.1

Przeznaczenie pojazdu	Okresy konserwacji
Samochody użytkowane w ruchu dalekobieżnym	Co 50 000 km, nie rzadziej niż raz w roku
Samochody użytkowane na szosach i w warunkach terenowych	Co 50 000 km, nie rzadziej niż raz na 1/2 roku
Autobusy w ruchu dalekobieżnym	Co 30 000 km, nie rzadziej niż raz na 1/2 roku
Autobusy w ruchu miejskim	Co 30 000 km, nie rzadziej niż raz na 1/4 roku
Samochody pracujące na budowach, samochody komunalne, maszyny budowlane, dźwigi samochodowe, pojazdy wojskowe*) lub pracujące w podobnych warunkach	Co 12 500 km, nie rzadziej niż raz na 1/4 roku *) W razie jazdy po wodzie smarować jeszcze częściej

26.5. Łożyska pośrednie

Długość wału napędowego ma decydujący wpływ na krytyczną prędkość obrotową oraz powstawanie drgań i hałasu. Dlatego przy silnikach szybkoobrotowych wały napędowe są dzielone i podpierane łożyskiem pośrednim (nazywanym także łożyskiem podporowym albo środkowym), na którym wspierają się obie części wału.



Rys. 26.7
Budowa łożyska pośredniego (Źródło: Toyota)
1 – tuleja gumowa, 2 – łożysko pośrednie, 3 – wał środkowy, 4 – uchwyt łożyska, 5 – tylna część wału napędowego

Łożysko pośrednie składa się z obustronnie uszczelnionego walcowego łożyska tocznego i obudowy przymocowanej do podwozia za pomocą gumowo-stalowego elastycznego uchwytu (rys. 26.7). Łożysko jest całkowicie bezobsługowe. Taka budowa i mocowanie łożyska pośredniego eliminuje ewentualne hałasy powstające w miejscu podparcia wału.

27. Półosie napędowe

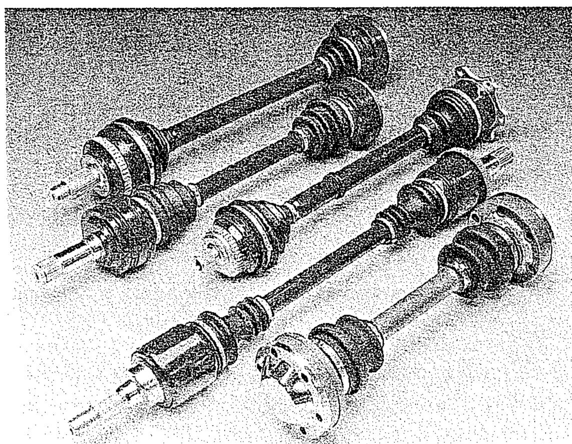
Zadaniem półosi napędowych jest przeniesienie momentu obrotowego z mechanizmu różnicowego na koła napędowe. Przeguby półosi muszą zapewnić kompensację wzdłużną osi i wychylanie kół (kierowanych).

Ponieważ w samochodach osobowych są stosowane wyłącznie półosie z przegubami synchronicznymi, tylko takie zostaną omówione w tym rozdziale.

27.1. Budowa półosi

Półosie napędowe są wyposażone w jeden przegub od strony koła i jeden od strony skrzynki biegów. Pomiędzy przegubami znajduje się wał z profilowanymi końcówkami. Ponadto może wystąpić element układu przeciwblokującego (pierścień ABS) i tłumik drgań.

Na rysunku 27.1 przedstawiono niektóre konstrukcje półosi napędowych. Obowiązuje zasada stosowania półosi bezobsługowych.

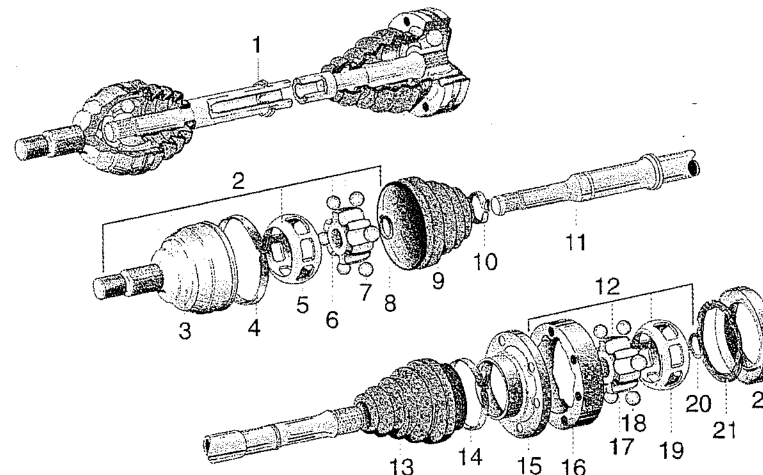


Rys. 27.1
Przykłady konstrukcji półosi (Źródło: GKN)

27.1.1. Budowa półosi w samochodach o przednim napędzie

W samochodach o napędzie przednich kół półosie napędowe (rys. 27.2) muszą spełnić następujące zadania i warunki:

- przeniesienie momentu obrotowego na koła napędowe,
- kompensacja zmian długości półosi wynikających z elastycznego zawieszenia kół,
- kompensacja długości półosi wynikającej ze skrętu kół,
- zapewnienie równomiernej pracy kół napędowych podczas ruchów kierownicy.



Rys. 27.2
Elementy półosi napędowej (Źródło: GKN)
1 – półoś napędowa synchroniczna, 2 – przegub synchroniczny bez kompensacji wzdłużnej, 3 – oprawa zewnętrzna z czopem, 4 – opaska mocująca osłonę, 5 – koszyk utrzymujący kulki, 6 – piasta wewnętrzna, 7 – kulki, 8 – pierścień ustalający, 9 – elastyczna osłona uszczelniająca, 10 – opaska zaciskowa, 11 – wał z wielowypustem, 12 – przegub synchroniczny z kompensacją wzdłużną, 13 – elastyczna osłona uszczelniająca, 14 – opaska mocująca osłonę, 15 – pokrywa przegubu, 16 – oprawa przegubu, 17 – piasta wewnętrzna, 18 – kulki, 19 – koszyk utrzymujący kulki, 20 – pierścień sprężysty, 21 – uszczelka, 22 – pokrywa zamykająca

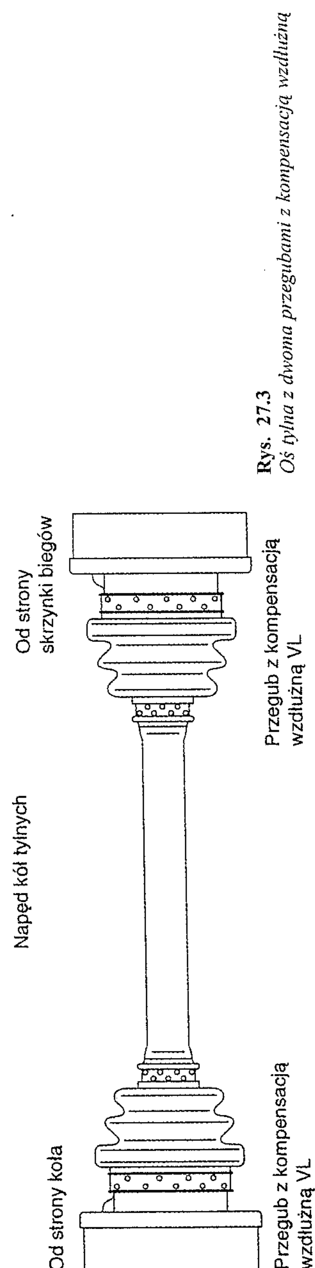
W celu kompensacji zmian długości półosi wywołanych elastycznym zawieszeniem i skrętem kół, od strony skrzynki biegów jest stosowany przegub z połączeniem przesuwnym. Połączenie takie umożliwia osiowy przesuw przegubu z niewielkim kątem załamania.

W celu przeniesienia ruchów kierownicy na koła są stosowane przeguby bez przesuwu osiowego, umożliwiające skręt kół.

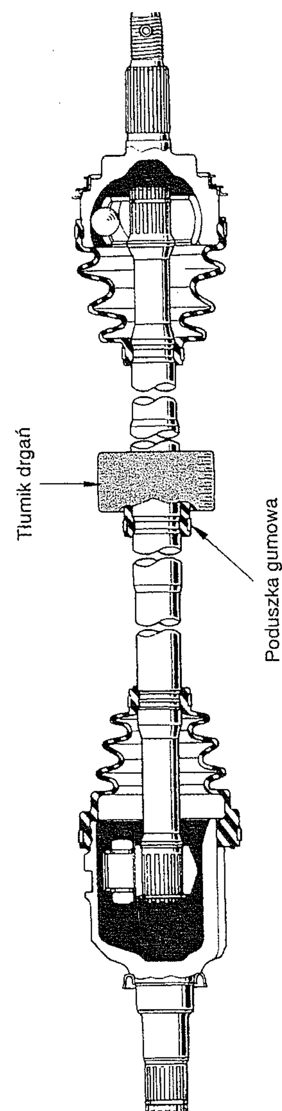
27.1.2. Budowa osi samochodów o tylnym napędzie

Zadania osi tylnych są skromniejsze w porównaniu z przednimi półosiami napędowymi:

- przeniesienie momentu obrotowego na koła napędowe,
- kompensacja zmian długości wału napędowego wynikających z elastycznego zawieszenia tylnej osi.



Rys. 27.3
Oś tylna z dwoma przegubami z kompensacją wzdłużną



Rys. 27.4
Półoś napędowa z gumowym tłumikiem drgań (Źródło: Toyota)

W samochodach o tylnym napędzie można zastosować osie z dwoma połączeniami przesuwnymi, gdyż koła nie muszą być skręcane (rys. 27.3).

27.2. Półosie z tłumikiem drgań

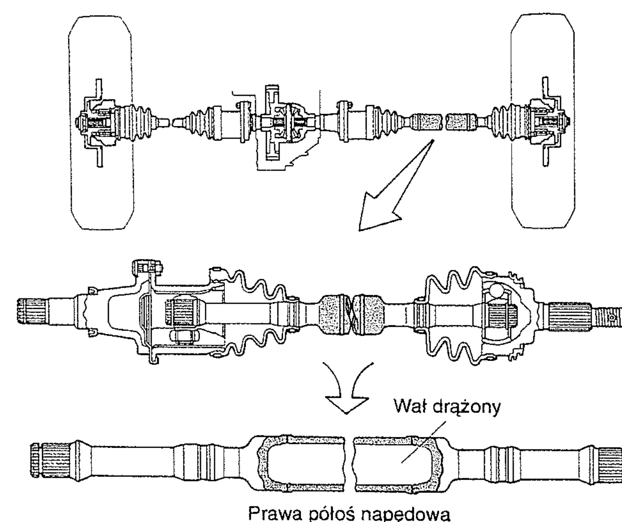
Niekiedy z przyczyn konstrukcyjnych półosie napędowe w samochodzie o napędzie przednich kół mają różne długości. Zdarza się to szczególnie wtedy, kiedy silnik jest posadowiony poprzecznie do kierunku jazdy.

Wywiera to negatywny wpływ na pracę układu kierowniczego i zachowanie się samochodu podczas jazdy. Dłuższa półoś ma mniejszą sztywność od krótszej półosi i wykazuje większą podatność na drgania, objawiające się w wibracjach samochodu i zwiększonym poziomie hałasu.

Takie różne właściwości półosi mogą przy dużych zmiennych obciążeniach wywoływać niepożądane ruchy kół jezdnych odczuwalne także na kole kierownicy. W celu eliminacji tego zjawiska wyposaża się dłuższą półoś w dokładnie obliczony *tłumik drgań* (rys. 27.4), który zwiększa moment bezwładności półosi i ogranicza jej drgania rezonansowe.

27.3. Półosie z drążonymi wałami

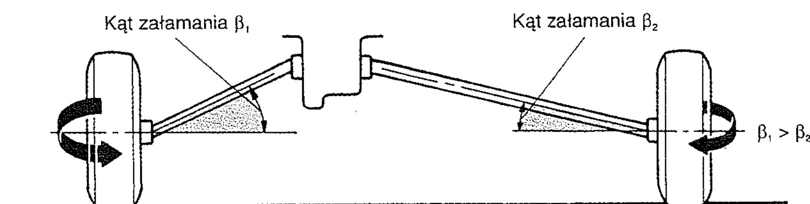
Inny sposób uzyskania takich samych zachowań dwóch półosi o różnych długościach przedstawiono na rysunku 27.5. W tym przypadku zamiast tłumika drgań zastosowano w dłuższej półosi drążony wał, nadając jej w ten sposób takie same właściwości, jak krótszej półosi.



Rys. 27.5
Półoś napędowa z drążonym wałem (Źródło: Toyota)

27.4. Półosie z wałem środkowym

Jak wspomniano w punkcie 27.2, w niektórych samochodach muszą być zastosowane półosie napędowe o niejednakowych długościach (rys. 27.6). Przy gwałtownych przyśpieszeniach i zróżnicowanych kątach załamania przegubów miałoby to negatywny wpływ na zachowanie się samochodu w czasie jazdy.

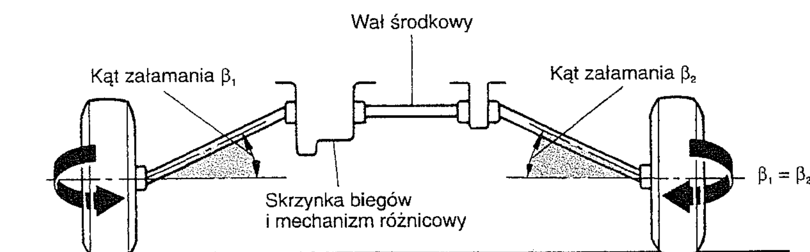


Rys. 27.6
Różne kąty załamania półosi wynikające z ich niejednakowej długości (Źródło: Toyota)

Jak wynika z rysunku 27.6 lewa krótsza półoś wykazuje większy kąt załamania od prawej, dłuższej półosi. Prawe koło ma wtedy skłonność do skręcania do wewnątrz, a koło lewe do skręcania na zewnątrz.

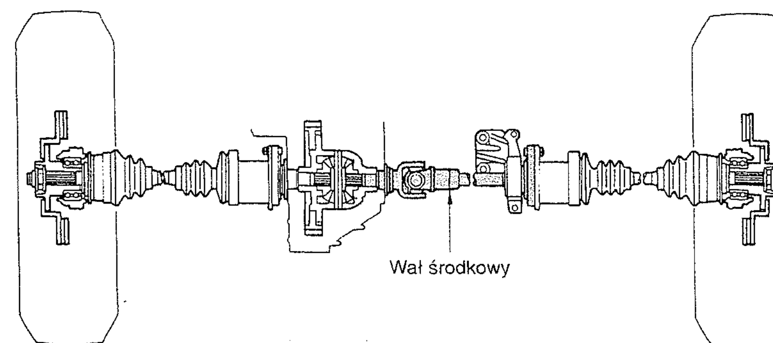
W celu uniknięcia negatywnych skutków takiego stanu na zachowanie samochodu podczas jazdy obydwie półosie muszą mieć jednakową długość. Osiąga się to wprowadzając dodatkowy wał środkowy (rys. 27.7).

Jak widać na rysunku 27.7, obydwie półosie mają dzięki temu jednakową długość. Występujące na kołach momenty są odwrotnie skierowane i się znoszą.



Rys. 27.7
Wyrównanie kątów załamania przez zastosowanie wału środkowego (Źródło: Toyota)

Na rysunku 27.8 przedstawiono praktyczną realizację pomysłu zastosowania wału środkowego w samochodzie z poprzecznie ustawioną jednostką napędową, składającą się z silnika, skrzynki biegów i mechanizmu różnicowego. Wał środkowy wyrównuje różnice długości prawej i lewej półosi napędowych.



Rys. 27.8
Półosie napędowe z wałem środkowym (Źródło: Toyota)

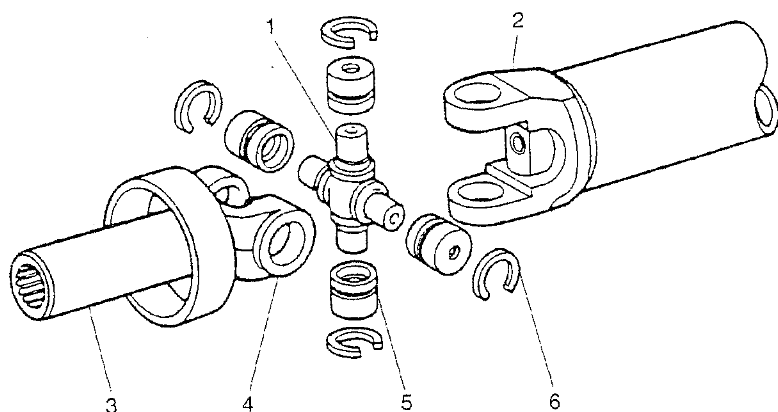
28. Przeguby

Półosie i wały napędowe mają prawie taką samą budowę, są jednak konstruowane z uwzględnieniem funkcji, które mają spełniać. Wały napędowe muszą przenosić znaczne prędkości obrotowe, ale ich kąt załamania jest stosunkowo niewielki. Ich masa i średnica nie powinny być zbyt duże, żeby zachować możliwie małe wymiary tunelu pod podłogą samochodu.

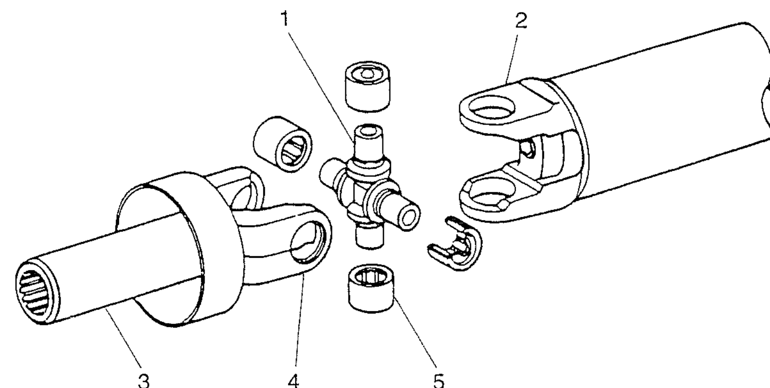
Nieco inne warunki muszą spełniać półosie napędowe. Ich prędkość obrotowa jest mniejsza, ale kąt załamania znacznie większy. Spełnieniu tak zróżnicowanych wymagań pomagają różne konstrukcje przegubów.

28.1. Przeguby krzyżakowe

Przegub krzyżakowy, znany też pod nazwą przegubu kardana, jest jedną z najstarszych konstrukcji w historii budowy samochodów. Składa się on z dwóch widełek, wykonanego jako odkuwka krzyżaka, czterech łożyskowych złożeń igiełkowych i z pierścieni



Rys. 28.1
Budowa przegubu krzyżakowego z łożyskami igiełkowymi (Źródło: Toyota)
1 – krzyżak, 2,4 – widełki, 3 – element przesuwny (kompensacja długości), 5 – złożenie igiełkowe, 6 – pierścień osadczy



Rys. 28.2
Nierozbieralny przegub krzyżakowy z panewkami łożyskowymi (Źródło: Toyota)
1 – krzyżak, 2,4 – widełki, 3 – element przesuwny (kompensacja długości), 5 – panewka łożyskowa ślizgowa

osadczych. Jedne z widełek są zespawane z rurą wału, a drugie zakończone kołnierzem lub połączone z elementem przesuwnym. Tuleje z igiełkami są wymienne; żeby nie zsuwały się z krzyżaka, są przytrzymywane pierścieniem osadczym albo podkładką zabezpieczającą wciśniętą w rowek widełek. Nowością w budowie przegubów krzyżakowych są dzielone tuleje łożyskowe (rys. 28.1). Ułatwia to wymianę krzyżaka.

Dalszą odmianą są przeguby krzyżakowe z panewkami łożyskowymi (rys. 28.2). Panewki są wciskane i nierozbieralne.

Do uszczelnienia łożysk igiełkowych przegubów krzywkowych służą uszczelniacze wargowe. Łożyska należy smarować ostrożnie, używając delikatnych materiałów smarnych.

28.2. Przeguby synchroniczne

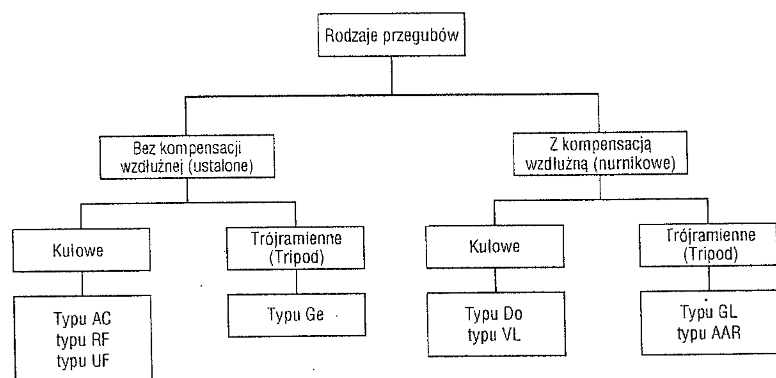
W samochodach z przednim napędem, na skutek znacznych skrętów kół kierowanych, muszą być przezwyciężane duże kąty złamania półosi napędowych. Nie jest możliwe użycie zwykłych przegubów krzyżakowych z uwagi na ich opisane wcześniej wady.

W samochodach osobowych używa się omal wyłącznie przegubów synchronicznych.

Obecnie konstruktorzy mają do dyspozycji wiele różnych typów przegubów. Klasyfikację przegubów synchronicznych według ich budowy i zastosowania przedstawia rysunek 28.3.

Zasadnicze różnice między obydwoma grupami przegubów wynikają z ich budowy. Rozróżnia się przeguby:

- ❑ bez kompensacji wzdłużnej i
- ❑ z kompensacją wzdłużną.



Rys. 28.3
Rodzaje przegubów

28.2.1. Przeguby bez kompensacji wzdłużnej

Przeguby bez kompensacji wzdłużnej (albo inaczej: przeguby ustalone) są na sztywno mocowane na profilowanej rurze półosi. Nie istnieje możliwość kompensacji wzdłużnej. Przegub jest mocowany na rurze za pomocą pierścienia ustalającego, kła albo przez zaprasowanie.

Zadaniem przegubu ustalonego jest przeniesienie momentu obrotowego na koła napędowe z jednoczesnym umożliwieniem ich skrętu.

28.2.1.1. Przegub kulowy bez kompensacji wzdłużnej

Elementem przenoszącym siły w przegubie kulowym bez kompensacji wzdłużnej są kule toczące się po bieżniach (rys. 28.4). Przeguby kulowe składają się przeważnie z dwóch piast, sześciu kulek i z oprawy zewnętrznej z czopem półosi. Kąt załamania przegubu kulowego może dochodzić do 50°.

Do dokładnego utrzymywania kulek na bieżniach służy koszyk umieszczony między piastą a oprawą zewnętrzną.

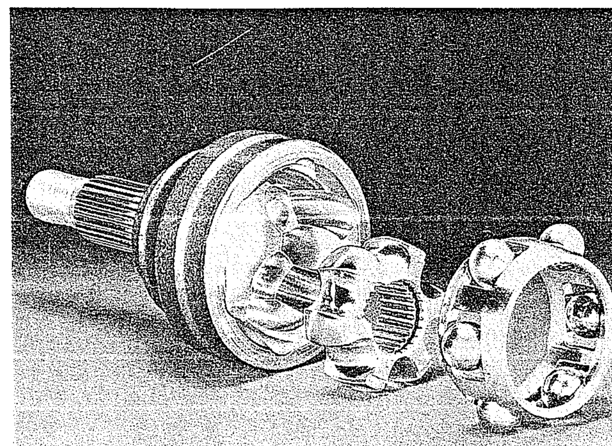
Kulki zawsze przyjmują położenie odpowiadające połowie wartości kąta załamania przegubu. Środek zarysów bieżni kulek jest przesunięty względem geometrycznego środka wahań przegubu o odcinek nazywany offsetem.

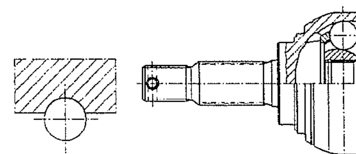
Przy załamaniu przegubu następuje krzyżowanie bieżni kulek. Kulki przesuwając się dążą do zajęcia miejsca w płaszczyźnie dwusiecznej (homokinetycznej).

Kulowe przeguby synchroniczne bez kompensacji wzdłużnej mogą mieć różną budowę wewnętrzną np. w odniesieniu do kształtu bieżni kulek. Bywają bieżnie okrągłe albo eliptyczne.

Poszczególne typy przegubów z klasyfikacji jak na rysunku 28.3 oznaczają:

- ❑ **RF** jest przegubem ustalonym Rzeppy, zabudowanym od strony koła, z okrągłą bieżnią kulek i kątem załamania ok. 47°,





Rys. 28.4
Przegub kulowy ustalony (Źródło: GKN)

- ❑ **AC** jest skrótem od „Angular Contakt" (styk kątowy), bieżnie kulek są eliptyczne, a kąt załamania ok. 47°,
- ❑ **UF** pochodzi od „Undercut Free", duży kąt złamania przegubu ok. 50° osiągnięto dzięki przedłużonej bieżni kulek.

O wyborze danego typu przegubu decydują zadania, które ma spełnić.

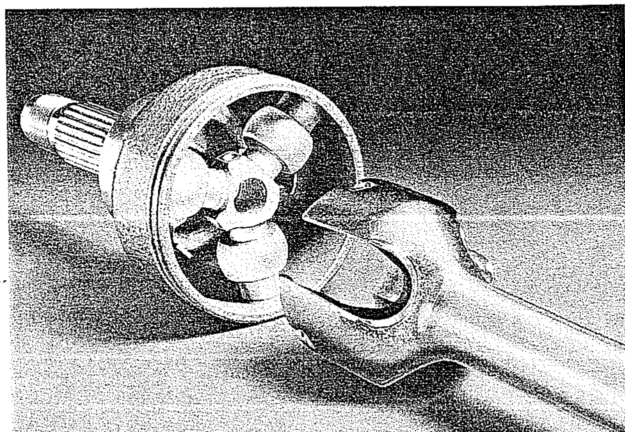
28.2.1.2. Przegub trójramienny ustalony (Tripod)

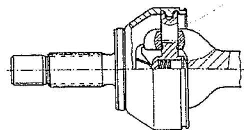
Przeguby trójramienne (rys. 28.5) cechuje prosta budowa i łatwiejsze wytwarzanie. Są one szczególnie chętnie stosowane przez francuskich producentów samochodów.

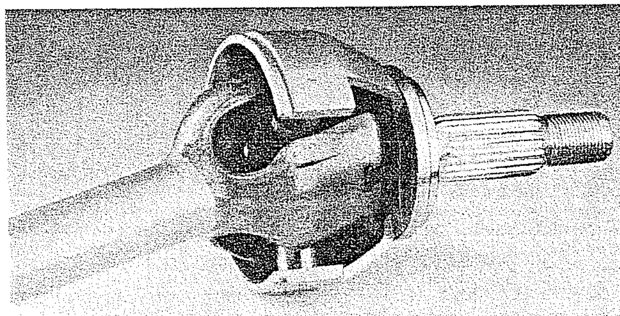
Przegub znany pod nazwą „Glaenzer-Exterieur-Triopode" (**GE**) ma kąt załamania 45°. Składa się z trójramiennego krzyżaka i osadzonych na jego ramionach złożeń igiełkowych.

28.2.2. Przeguby z kompensacją wzdłużną

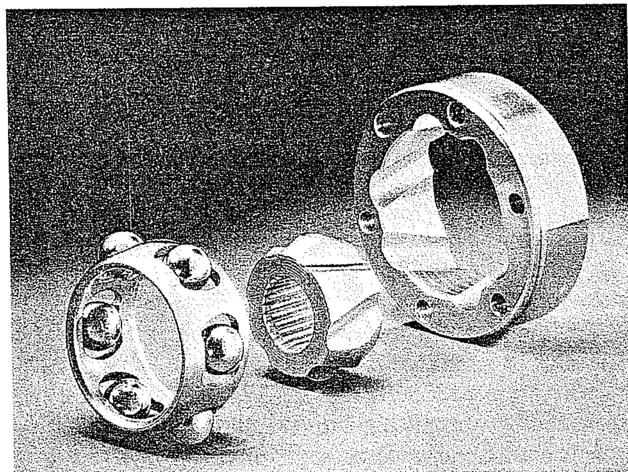
Przeguby te mają umożliwiać zarówno określony kąt załamania jak też kompensację zmian długości wału. Ich zadaniem jest przenoszenie momentu obrotowego na koła napędowe, które są jednocześnie elastycznie zawieszone i kierowane.

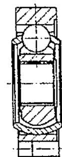






Rys. 28.5
Przegub trójramienny ustalony (Źródło: GKN)





Rys. 28.6
Przegub kulowy z kompensacją wzdłużną (Źródło: GKN)

28.2.2.1. Przegub kulowy

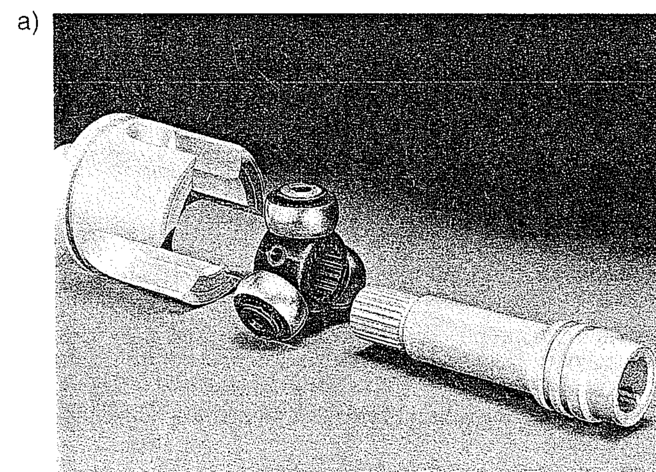
Także ten przegub składa się z piasty wewnętrznej, kulek, koszyka i oprawy zewnętrznej (rys. 28.6). Kąt załamania przegubu z kompensacją długości wynosi ok. 22°. Przesunięcie osiowe tego typu przegubów wynosi od 22 do 55 mm.
Producenci rozróżniają przeguby VL i DO:

- **VL** oznacza tzw. przegub Löbro, o kącie załamania ok. 22° i przesunięciu ok. 22 mm.
- **DO** oznacza przegub „Doppel Offset" o kącie załamania ok. 22° i przesunięciu ok. 55 mm (czyli dwukrotnie większym).

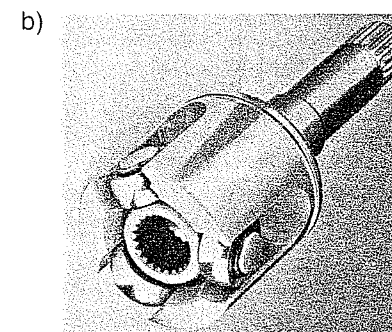
28.2.2.2. Przegub trójramienny

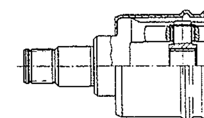
Podobnie jak przeguby trójramienne ustalone, także te przeguby (rys. 28.7) cechuje prostota konstrukcji. Kąt załamania wynosi do 25° a przesunięcie osiowe do 55 mm.

a)

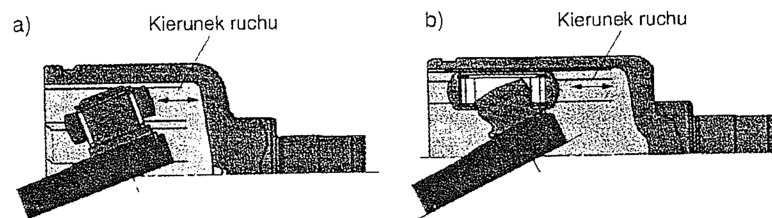


b)





Rys. 28.7
Przegub trójramienny z kompensacją wzdłużną (a) i przegub ARR (b)
(Źródło: GKN)



Rys. 28.8
Przekroje obu przegubów (tarcie ślizgania i toczenia) (Źródło: GKN)
a) częściowe tarcie ślizgania przy załamaniu przegubu, b) tarcie toczenia przy załamaniu przegubu

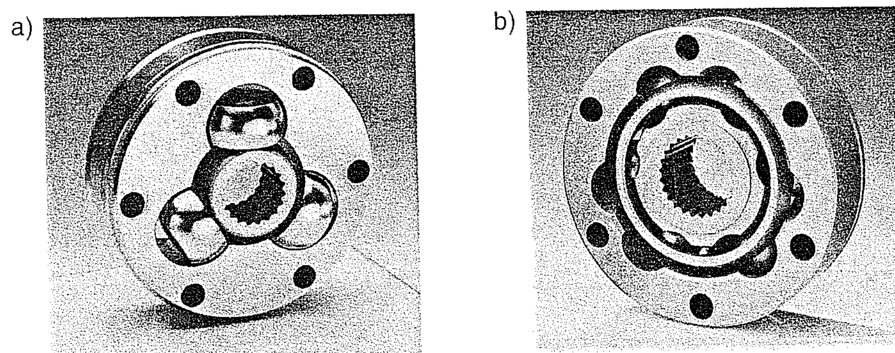
Rolki przegubu trójramiennego są wykonane jako złożenie igiełkowe o niewielkim tarciu wewnętrznym i małych obciążeniach osiowych. Dzięki temu żywotność przegubów trójramiennych jest znaczna.

Do zastosowań, w których przy dużych kątach załamania jest także konieczne niewielkie przesuniecie osiowe, firma GKN opracowała przegub AAR (**A**ngular **A**djusted Joint – rys. 28.8).

Dzięki wybrzuszonej formie rolek krzyżaka przylegają one zawsze do bieżni. W przegubie tym zachodzi tylko tarcie toczenia (inaczej niż w typowym przegubie trójramiennym, w którym występuje tarcie toczenia i ślizgania). Dzięki temu straty tarcia są niewielkie.

28.2.3. Przeguby szybkobieżne

W samochodach osobowych wał napędowy przenosi stosunkowo małe momenty obrotowe. Dlatego mogą być stosowane szybkobieżne przeguby synchroniczne z kompensacją wzdłużną, pozwalające na uzyskanie kątów załamania do 10° (rys. 28.9). Ich zaletą jest zachowanie pełnej synchroniczności przy prędkości obrotowej do 9000 obr/min.



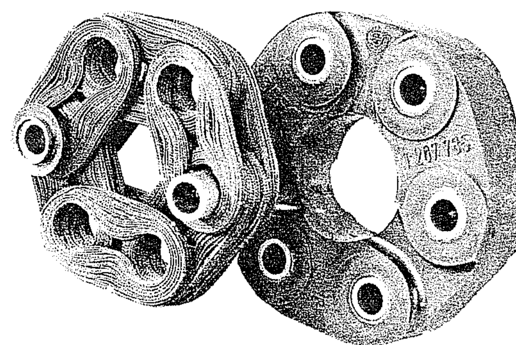
Rys. 28.9
Przegub trójramienny szybkobieżny (Źródło: GKN)
a) typu GL/HV, b) typu VL

28.3. Przeguby elastyczne

Jeżeli wał przegubowy ma przezwyciężyć tylko niewielkie załamania kątowe, mogą być zastosowane przeguby elastyczne. Są one wykonane albo z tkanin gumowanych albo ze specjalnej miękkiej gumy o szczególnych właściwościach.

28.3.1. Przegub firmy SGF

Dzięki niewielkiemu biciu, przenoszeniu znacznych obciążeń, małym wymiarom, łatwej produkcji i właściwościom tłumienia drgań przegub ten (rys. 28.10) doskonale nadaje się do zastosowań w układzie napędowym.



Rys. 28.10
Jednoczęściowy przegub elastyczny firmy SGF

Zawulkanizowane w gumie tulejki mocujące są nawzajem połączone pętlami z kordu nylonowego lub ze sztucznego jedwabiu. Poprzez odpowiednie dobranie kształtu, materiału i ilości pętli można dostosować przegub do przenoszenia różnej wartości momentu obrotowego.

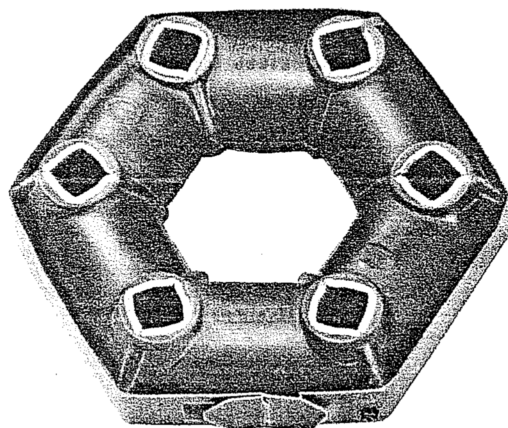
Różne zestawy pętli poddanych obciążeniom rozciągającym z mimośrodowo umieszczonymi poduszkami gumowymi pozwalają na pracę przegubu przy określonych kątach załamania pod działaniem obciążeń rozciągających i ściskających.

28.3.2. Przegub firmy Goertze

Najważniejszą cechą przegubów gumowych (rys. 28.11) jest pełna bezobsługowość. Do pracy przy większych prędkościach obrotowych wału napędowego przeguby są dokładnie osiowane. Dopuszczalny kąt złamania wynosi ok. ± 8°.

Właściwy przegub gumowy składa się z naprężonych wstępnie, poddanych ściskaniu segmentów gumowych, zawulkanizowanych na rozmieszczonych promieniowo stalowych płytkach.

Montaż przegubu odbywa się pod naprężeniem wstępnym, uzyskanym za pomocą opaski stalowej, usuwanej po zakończeniu montażu.



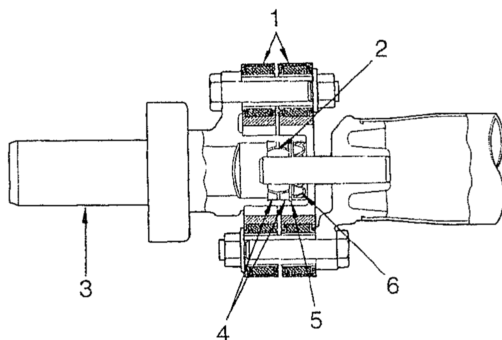
Rys. 28.11
Przegub gumowy firmy Goertze

Chociaż przeguby gumowe mogą pracować tylko przy niewielkich kątach załamania wału, mają one całkiem pozytywne właściwości, uzasadniające ich stosowanie w budowie samochodów:

- z punktu widzenia komfortu jazdy, przeguby są w stanie tłumić drgania i izolować źródła hałasu w układzie napędowym,
- dzięki ruchom poosiowym odciążają wielowypusty wału napędowego,
- elastyczność skrętna przegubu łagodzi szarpnięcia pojawiające się w układzie napędowym w chwili ruszania z miejsca i włączania sprzęgła,
- są w stanie w określonych granicach kompensować przesunięcia osi wału.

28.3.3. Przegub firmy Toyota

W elastycznym przegubie firmy Toyota (rys. 28.12) w kuli środkującej umieszczono sworzeń prowadzący. Osadzenie takiego połączenia w gumowym korpusie pozwala na pracę przegubu przy niewielkich kątach załamania. Rozwiązanie to cechuje całkowita bezobsługowość i cichobieżność.



Rys. 28.12
Przegub elastyczny z gumowym korpusem i kulą środkującą
(Źródło: firma Toyota)
1 – korpus gumowy, 2 – sprzęgająca kula środkująca, 3 – przesuwne widełki przegubu, 4 – łoże kuli, 5 – pierścień osadczy, 6 – uszczelnienie

29. Osłony elastyczne

Nadal bardzo słabym punktem wałów i półosi są osłony elastyczne. Ich niezawodność i trwałość mają ogromne znaczenie dla prawidłowej pracy przegubów. Głównym zadaniem osłon jest ochrona i uszczelnienie przegubów.

Obok tradycyjnych osłon gumowych coraz częściej stosuje się w samochodach osłony wykonane z termoplastycznych elastomerów. Są one stosunkowo odporne na starzenie się pod wpływem ozonu i mniej podatne na uderzenia podrywanych kołami kamieni. Ich trwałość jest większa niż osłon gumowych.

Poza odpornością materiału na zniszczenie równie ważna jest jego elastyczność. Przeguby synchroniczne pracują przy dużych kątach załamania a przeguby z kompensacją odległości zmieniają swoją długość.

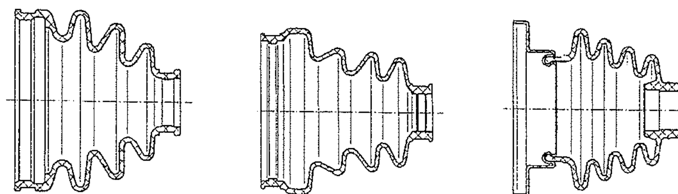
W celu spełnienia tych oczekiwań i niedopuszczenia do osłabienia materiału na skutek tarcia osłony o elementy wału, dla każdego typu samochodu i każdego rodzaju przegubu są stosowane osłony elastyczne różne w formie i wymiarach.

Montując osłonę należy używać właściwych elementów mocujących. Niestaranny lub niefachowy montaż osłony może spowodować wycieki materiału smarnego i zniszczenie przegubu.

29.1. Budowa osłon elastycznych

Rozróżnia się (rys. 29.1):

- osłony do przegubów ustalonych (bez kompensacji wzdłużnej),
- osłony do przegubów z kompensacją wzdłużną,
- osłony do przegubów szybkobieżnych.



Rys. 29.1
Osłony elastyczne
(Źródło: GKN)

29.1.1. Osłony przegubów bez kompensacji wzdłużnej

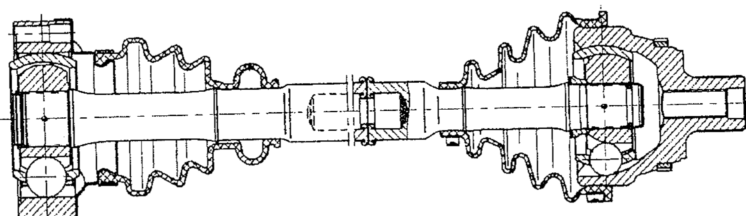
Osłony przegubów bez kompensacji wzdłużnej od strony koła muszą przenosić załamania przegubu do 50°. Nie są natomiast poddane wydłużeniom.

29.1.2. Osłony przegubów z kompensacją wzdłużną

Osłony te muszą przenosić wydłużenia wzdłużne oraz niewielkie załamania kątowe wału.

Przeguby z kompensacją wzdłużną są stosowane jako przeguby dwustronne wału napędowego przy tylnym napędzie oraz jako przeguby od strony skrzynki biegów w samochodach z przednim napędem.

Istotna różnica w przypadku przegubów od strony skrzynki biegów przy przednim napędzie polega na bezpośrednim sąsiedztwie ich osłon z układem wydechowym. Takie osłony są narażone na oddziaływanie wysokich temperatur (rys. 29.2).



Rys. 29.2
Uszczelnienie przegubów wału napędowego za pomocą osłon elastycznych

29.1.3. Osłony przegubów szybkobieżnych

Z racji dużych prędkości obrotowych przegubów szybkobieżnych ich osłony muszą sprostać znacznym siłom odśrodkowym. Dla zachowania kształtu są one wykonane z termoplastycznych elastomerów. Niekiedy stosuje się dodatkowo blaszane opaski wzmacniające.

29.2. Smarowania przegubów

Do smarowania przegubów używa się obecnie omal wyłącznie smarów stałych.

Udoskonalanie smarów idzie w kierunku zwiększenia ich odporności na wysokie temperatury i dalszego obniżenia współczynnika tarcia.

Stosowanie coraz doskonalszych smarów dostosowanych do pracy w wysokich temperaturach pozwala na projektowanie coraz mniejszych, lżejszych i sprawniejszych przegubów.

30. Diagnozowanie usterek

Wały napędowe są elementami podlegającymi zużyciu, obliczonymi na określoną trwałość. Zależy ona jednak od warunków pracy pojazdu i stylu jazdy kierowcy.

W razie wystąpienia hałasu i drgań w układzie napędowym można przy ich diagnozowaniu kierować się poniższymi wskazówkami.

30.1. Sprawdzanie synchronicznego wału napędowego

Sprawdzanie w stanie zabudowanym

Należy zwrócić uwagę na osadzenie i czystość wału.
Sprawdzić, czy nie obluzowały się śruby i nie rozszczelniły osłony elastyczne.
Podczas jazdy kontrolnej zwrócić uwagę na poziom hałasu układu napędowego. Powodem zbyt dużego hałasu jest przemieszczanie się kulek po nierównościach bieżni na skutek zużycia przegubów. W przypadku hałasów trudnych do określenia należy wstępnie sprawdzić luz obwodowy przegubu w stosunku do wielowypustu wału. Jest to jednak tylko sprawdzanie pomocnicze.

Samochód musi stać kołami na ziemi albo na platformie podnośnika, gdyż przy podniesionym nadwoziu i wiszących swobodnie kołach wał napędowy się rozsunie i kulki przegubu nie ustawią się w powstałych na skutek zużycia wyrobieniach bieżni.

W celu sprawdzenia wału napędowego trzeba poruszać nim w stosunku do przegubu. Dopuszczalny jest tylko bardzo mały luz połączenia.

Uwaga przy przegubach bez kompensacji wzdłużnej! Przegub należy sprawdzić przy różnych skrętach kół. Także w tym przypadku kulki powinny pozostać na swoich torach.

Dalsze sprawdzanie wału bez jego rozmontowania nie jest możliwe.

Sprawdzanie wymontowanego, ale nie rozłożonego wału

Wymontowany z samochodu wał napędowy należy umocować w imadle i poruszać przegubem ustalonym. Nie powinien on stawiać oporów, zacinać się i wykazywać luzy.

Na wielowypuście rury wału także nie może być luzów. Następnie skontrolować luz obwodowy obydwu przegubów.

Pełną kontrolę wału napędowego można jednak przeprowadzić dopiero po jego całkowitym rozmontowaniu; wyjąć kulki z przegubów, oczyścić i dokonać oceny uszkodzeń.

30.2. Oznaki zużycia przegubów synchronicznych

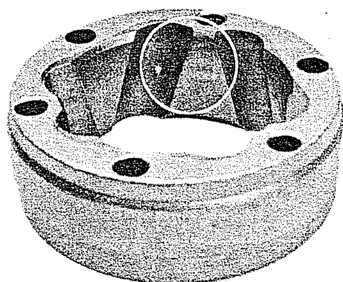
Na rysunkach 30.1 do 30.8 pokazano wybrane oznaki różnych form zużycia przegubów. W razie wystąpienia takich oznak należy postępować, jak niżej.

Oznaki

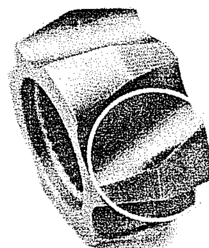
Miejsca mniej i bardziej wypolerowane na bieżniach kulek.

Ocena

Oprawa zewnętrzna/piasta przegubu jest jeszcze w dobrym stanie.



Rys. 30.1 (Źródło: GKN)



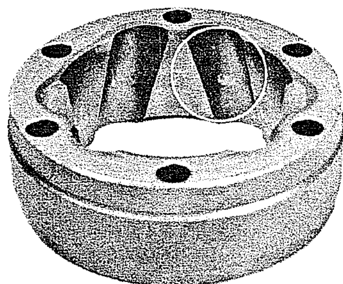
Rys. 30.2 (Źródło: GKN)

Oznaki

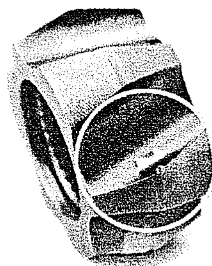
Silnie wypolerowane miejsca z małymi kraterami (około 0,5...1,0 mm) na bieżniach kulek.

Ocena

Oprawa zewnętrzna/piasta przegubu nie jest już w dobrym stanie.
Zalecana wymiana.



Rys. 30.3 (Źródło: GKN)



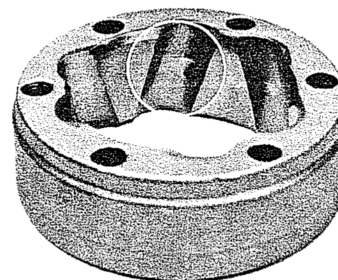
Rys. 30.4 (Źródło: GKN)

Oznaki

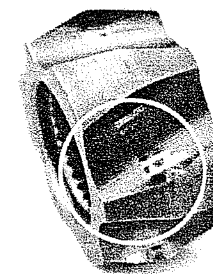
Wyraźnie widoczne ślady zużycia z głębokimi kraterami na bieżniach kulek. Kratery głębsze niż 0,5...1,0 mm.

Ocena

Oprawa zewnętrzna/piasta przegubu uszkodzone.
Konieczna natychmiastowa wymiana wału/przegubu.



Rys. 30.5 (Źródło: GKN)



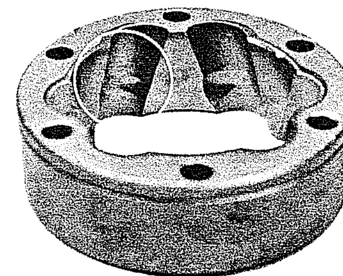
Rys. 30.6 (Źródło: GKN)

Oznaki

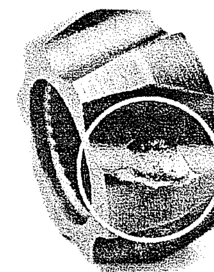
Szerokie i głębokie ślady zużycia na bieżniach kulek.
Ślady są dobrze widoczne i można je zmierzyć suwmiarką.

Ocena

Oprawa zewnętrzna/piasta przegubu muszą zostać natychmiast wymienione. Dalsza ich eksploatacja jest (śmiertelnie) niebezpieczna.



Rys. 30.7 (Źródło: GKN)



Rys. 30.8 (Źródło: GKN)

Zużycie koszyków kulek (rysunki 30.9 do 30.12)

Oznaki

Pęknięcie jednego lub wielu okienek.

Ocena

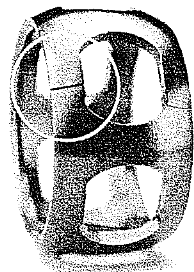
Uszkodzenie koszyka kulek.
Wał/przegub natychmiast wymienić.

Oznaki

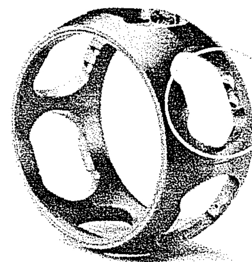
Zużycie albo obecność kraterów aż po krawędzie jednego lub wielu okienek.

Ocena

Niezbędna jest natychmiastowa wymiana wału/przegubu.



Rys. 30.9 (Źródło: GKN)



Rys. 30.10 (Źródło: GKN)

Oznaki

Odpryski na krawędziach jednego lub wielu okienek.

Ocena

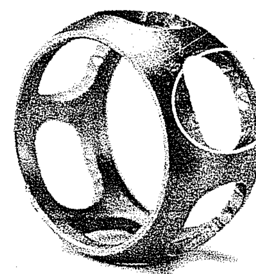
Uszkodzenie koszyka.
Niezbędna jest natychmiastowa wymiana wału/przegubu.

Oznaki

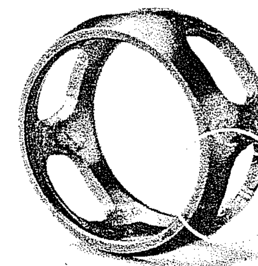
Ślady zużycia (zimne przespawania) na wewnętrznych i zewnętrznych krawędziach.

Ocena

Uszkodzenie koszyka.
Niezbędna jest natychmiastowa wymiana wału/przegubu.



Rys. 30.11 (Źródło: GKN)



Rys. 30.12 (Źródło: GKN)

W razie uszkodzenia kulek należy wymienić cały wał napędowy.

30.3. Diagnozowanie usterek wałów z przegubami krzyżakowymi

Należy rozróżnić usterki według objawów w postaci widocznych zmian materiału i w postaci drgań w układzie napędowym.

W razie nadmiernego hałasu trzeba sprawdzić łożyska krzyżaka, element przesuwny wału (wielowypust) i łożysko pośrednie. Wszystkie te elementy muszą być skontrolowane na okoliczności zużycia.

Ponadto należy poruszać przegubem i sprawdzić, czy nie stawia nadmiernych oporów.

Jeżeli któryś z wymienionych elementów jest uszkodzony, trzeba wał naprawić.

Drgania mogą być spowodowane wieloma czynnikami. Poniżej omówiono kilka z nich.

Wał napędowy

Wał może być skrzywiony albo niewyrównoważony.
Może się też zdarzyć, że się zakleszczył wielowypust.

Łożysko pośrednie

Łożysko nie jest należycie umocowane; pękła albo się obluzowała gumowa tuleja.

Połączenie przesuwne

Połączenie przesuwne stawia opór albo się całkiem zakleszczyło.

Przegub krzyżakowy

Drgania mogą być wywołane także nieprawidłowym ustawieniem widełek przegubu w czasie montażu albo ich przemieszczeniem się na skutek zużycia.

Każdorazowo należy sprawdzić, czy nie obluzowały się śruby w kołnierzu.

31. Wskazówki montażowe

Warunkiem długiej i bezawaryjnej eksploatacji wału napędowego i przegubów jest prawidłowy montaż. Poniżej przedstawiono niewielki wybór wskazówek montażowych.

Półosie napędowe w samochodach z przednim napędem

Wymontowanie

Bez unoszenia samochodu poluzować śruby mocujące przeguby przy kołach.
Unieść pojazd podnośnikiem kolumnowym na roboczą wysokość.
Odkręcić śruby mocujące przegub do mechanizmu różnicowego i odłączyć przegub.
Odkręcić śruby mocujące przegub od strony koła i wysunąć półoś z piasty koła.

Zamontowanie

Należy pamiętać o oczyszczeniu gniazda w piaście koła i czopów półosi.
Wprowadzić półoś w gniazdo piasty koła i lekko dokręcić nakrętki mocujące przegub.
Przymocować przegub od strony mechanizmu różnicowego.

Uwaga! Należy zawsze używać nowych śrub mocujących!

Przestrzegać wartości momentów dokręcania podanych przez producenta samochodu.

Zalecenia ogólne:
M 8 = 45 N·m
M 10 = 85 N·m
Opuścić samochód na ziemię i dociągnąć nakrętki i śruby mocujące.

Wymiana przegubu ustalonego i osłony elastycznej

Wymontowanie

Zdjąć opaski mocujące osłonę.
Rozgiąć pierścień ustalający przegubu i ostrożnie wybić przegub z rury półosi, używając do pobijania gumowego młotka.

Niektóre przeguby mają także wewnętrzne pierścienie ustalające. Nie muszą one jednak być rozginane w celu zsunięcia przegubu z wielowypustu półosi.

Zamontowanie

Nawet jeżeli jest wymieniana tylko osłona elastyczna, trzeba rozłożyć i oczyścić przegub.

Po ocenie stanu zużycia przegubu zmontować go ponownie.

Rozmontowanie przegubu ma także na celu usuniecie obcych ciał z bieżni kulek.

W przypadku montażu nowego przegubu należy wymienić pierścienie ustalające i tarczowy element sprężysty. Elementy te są również potrzebne przy wymianie osłony elastycznej i powinny wchodzić w zakres dostawy.

Przeguby są niekiedy dostarczane bez nasmarowania. Połowę otrzymanego w dostawie smaru należy umieścić w przegubie i w piaście koła.

Po nasunięciu osłony elastycznej na rurę półosi wsunąć przegub na wielowypust rury. Pobijając gumowym młotkiem nasuwać przegub do chwili wskoczenia wewnętrznego pierścienia ustalającego w gniazdo.

Sprawdzanie: przegub musi być pewnie osadzony na wielowypuście półosi!

Resztę smaru umieścić we wnętrzu osłony elastycznej a następnie umocować ją do przegubu za pomocą opaski zaciskowej.

Przed zaciśnięciem drugiej opaski mocującej (od strony półosi) trzeba odpowietrzyć osłonę odciągając ją ostrożnie za pomocą płaskiego śrubokręta od powierzchni rury półosi.

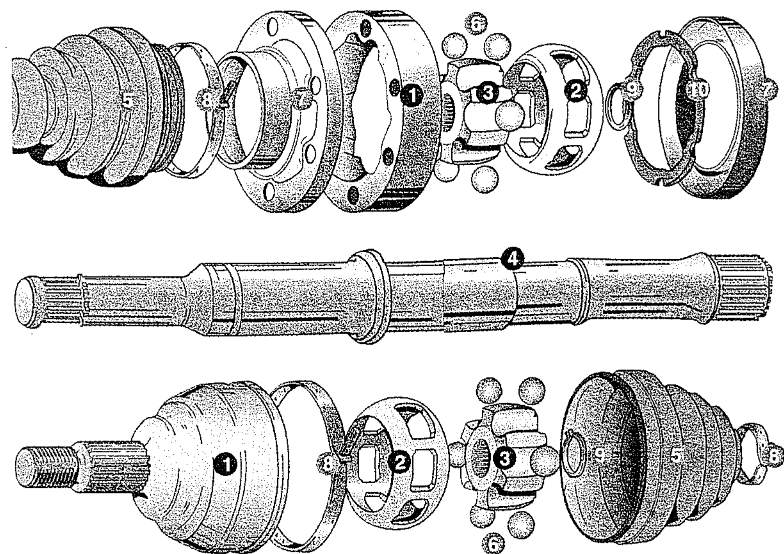
Teraz można zacisnąć także drugą opaskę mocującą osłonę.

32. Regeneracja wałów i półosi napędowych

Zasoby surowcowe na ziemi są coraz mniejsze. Producenci bardzo szybko zdecydowali się więc na regenerowanie wałów i półosi napędowych.

Podwojenie okresu eksploatacji wałów przyczyniło się do oszczędzania ziemskich zasobów surowcowych.

W procesie regeneracji są stosowane obrabiarki numerycznie sterowane. Poszczególne elementy wału są obrabiane bardzo dokładnie. Dzięki temu regenerowany wał napędowy spełnia wszystkie wymogi wału fabrycznie nowego.



Rys. 32.1
Regeneracja wału napędowego (Źródło: GKN)
● *elementy zdatne do regeneracji: 1 – bieżnia/oprawa zewnętrzna, 2 – klatka kulek, 3 – piasta wewnętrzna, 4 – wał z wielowypustami,* ❾ *elementy niezdatne do regeneracji: 5 – osłona elastyczna, 6 – kulki, 7 – pokrywa zamykająca, 8 – opaski zaciskowe, 9 – pierścienie osadcze 10 – uszczelka, – smar*

Na rysunku 32.1 zaznaczono elementy wału napędowego zdatne do regeneracji. Pozostałe muszą być utylizowane. Oprawa przegubu i piasta wewnętrzna są hartowane powierzchniowo. Dzięki użyciu numerycznie sterowanych frezarek można jednak ponownie obrobić bieżnie kulek.

Ważne jest przy tym, żeby zdejmowana warstwa materiału nie przekroczyła strefy hartowanej. Jeżeli zużycie przegubu jest większe, nie jest już możliwa jego regeneracja, gdyż wał napędowy jest w samochodzie ważnym elementem bezpieczeństwa.

Warstwa zdejmowanego w czasie regeneracji materiału musi być taka sama na oprawie przegubu, piaście i koszyku. Można wtedy zastosować kulki o odpowiednio większej średnicy.

Sprawdzany jest stopień zużycia wielowypustu rury półosi i odpowiednio regenerowany. Obróbce podlega także gniazdo pierścienia ustalającego.

Po regeneracji wał napędowy jest montowany z użyciem nowych elementów, które nie podlegają regeneracji, i lakierowany.

Regenerowane są też wały i półosie napędowe z przegubami krzyżakowymi. Wymianie podlegają krzyżaki i elementy przesuwne. Po regeneracji wał musi być ponownie wyważony.

Wały po regeneracji są pełnowartościowe.

Wykaz źródeł ilustracji

Rysunki 1.1, 1.2, 1.5 do 1.7, 3.1 do 3.4, 3.6, 3.8 do 3.20, 4.1 do 4.14, 5.1 do 5.5, 5.7 do 5,9, 6.1, 6.3, 6.5, 6.7, 8.1 do 8.5, 8.7 do 8.13, 9.2 do 9.17, 9.19 do 9.23, 9.25 do 9.38, 9.40 do 9.46, 9.48 do 9.59, 11.1 do 11.16: LuK GmbH & Co. Bühl/Baden

Rysunki 1.4, 1.8 do 1.10, 1.13, 6.8, 6.9, 7.3 do 7.6: INA Wälzlager Schaeffler KG, Herzogenaurach

Rysunki 3.5, 3.7, 3.22, 3.23, 9.47: Fichtel & Sachs AG, Schweinfurt

Rysunki 3.21, 12.41, 12.43, 19.7: Dr.Ing. h.c. F. Porsche AG, Stuttgart

Rysunki 7.2, 12.31, 12.39: Volskwagen AG, Wolfsburg

Rysunki 12.40 i 12.44: Ford Werke AG, Köln

Rysunek 8.6: Firma Voith, Crailsheim

Rysunki 8.15 i 8.16: Honda Deutschland GmbH, Offenbach

Rysunki 9.18, 9.24, 9.39, 9.69 do 9.74: AP Borg & Beck, Leamington SPA

Rysunek 12.45: Adam Opel AG, Rüsselsheim

Rysunki 19.1, 19.8, 19.12 I 20.8: DaimlerChrysler, Stuttgart

Rysunki 21.9, 21.14, 21.16: BMW AG, München

Rysunki 23.1 i 23.2: Telma, France

Rysunki 25.1, 25.7, 27.1, 27.2, 28.3 do 28.9, 29.1, 30.1 do 30.12, 32.1: GKN Service International GmbH, Rösrath

Rysunki 25.8, 25.9, 26.1, 26.7, 27.4 do 27.8, 28.1, 28.2, 28.12: Toyota Deutschland GmbH, Köln